



TU Clausthal

# **Beanspruchungen von Radsatzwellen im Schienennahverkehr**

**Dissertation**

**zur Erlangung des Grades eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften**

**vorgelegt von  
Dipl.-Inf. Patrick David  
aus Herzberg am Harz**

**genehmigt von der  
Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau  
der Technischen Universität Clausthal**

**Tag der mündlichen Prüfung:  
08. September 2011**

Prüfungskommission:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. G. Brenner, TU Clausthal

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. A. Esderts, TU Clausthal

Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. T. Dellmann, RWTH Aachen

---

## Vorwort

Diese Arbeit entstand aus Tätigkeiten während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit an der TU Clausthal. Sie umfasst Erkenntnisse, die aus diversen auf Forschungsvorhaben aufbauenden Industrienaufträgen stammen. Für die stets konstruktive Zusammenarbeit mit den Industrievertretern und die Erlaubnis, die Ergebnisse der Untersuchungen veröffentlichen zu dürfen, möchte ich mich an dieser Stelle ganz herzlich bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Esderts, der mich als Doktorvater bei dieser Arbeit betreut und mit fachlichen Diskussionen zu neuen Ideen und Ansätzen gebracht hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. T. Dellmann danke ich für die Übernahme der Mitberichterstattung und der damit verbundenen Mühen.

Meinen Eltern danke ich für Ihre Unterstützung während meiner Studienzeit und dafür, dass sie mich alles so haben machen lassen wie ich es wollte. Meiner Daggi danke ich für Ihre unendliche Geduld während der Fertigstellung dieser Arbeit, in der sie oft auf mich verzichten musste.

Ich möchte auch dem gesamten Kollegium des IMAB danken. Ich wurde im für mich anfangs fremden Umfeld der Ingenieurswelt herzlich aufgenommen und alle haben dazu beigetragen, dass mir die Zeit am IMAB in guter Erinnerung bleiben wird. Für die Diskussionen zu (fachlichen und überfachlichen) Dingen, die mich sehr bereichert haben, möchte ich mich insbesondere bei Karsten Hinkelmann, Oliver Habel und Karsten Nikkel bedanken.

Als wissenschaftliche Hilfskräfte bzw. Studienarbeiter haben mich viele Menschen unterstützt, mein besonderer Dank gilt hier Fabian Pönisch und Stephen Witt.

Zuletzt noch einen herzlichen Dank an Daggi, Monika und Horst Wenzel für das gründliche Korrekturlesen.

Ingolstadt, April 2011

---

## Abstrakt

Die Nutzungsdauer von Fahrzeugen im Schienennahverkehr beträgt häufig mehr als 30 Jahre. Während dieser Zeit kommen etwa 3 Millionen Fahrzeugkilometer zusammen. Die Radsatzswelle wird während dieser Zeit einer Umlaufbiegebeanspruchung mit mehr als  $10^9$  Lastwechseln ausgesetzt, was oberhalb der Grenze des durch Prüfergebnisse abgesicherten Bereiches von Bauteilversuchen liegt.

In dieser Arbeit werden Messergebnisse der Beanspruchungen an Radsatzwellen von Fahrzeugen aus den Nahverkehrsbetrieben Hamburg, Karlsruhe, Nürnberg, München und Rostock vorgestellt und miteinander verglichen. Die Datenbasis umfasst etwa 150.000 Messkilometer, die sich sowohl aus begleiteten wie auch unbegleiteten Messfahrten zusammensetzen. Die gemessenen Fahrzeuge kommen aus dem U-, S- und Straßenbahnbereich. Ein Fahrzeug ist innen-, die restlichen vier außengelagert.

Es werden verschiedene Methoden zur Umrechnung von Kollektivbeanspruchungen in einen bewertenden Skalar mit Hilfe von äquivalenten Amplituden erläutert und eine Empfehlung für die Verwendung im Zusammenhang mit Radsatzwellen gegeben. Mit dieser Methode wird ein Vergleich der gemessenen Beanspruchungen mit der Auslegung nach Regelwerk ermöglicht.

Durch den Einsatz einer Klassierbox können die durchschnittlichen Beladungszustände in den einzelnen Städten ausgewiesen werden. Die Messungen im Regelbetrieb beinhalten auch die Datenerfassung während der Zeit des Oktoberfestes in München, der für den Personennahverkehr die praktisch mögliche Maximalbelastung darstellt. Aufgrund der umfangreichen Messungen kann anhand einer soliden Datenbasis gezeigt werden, dass die Streuung der Biegebeanspruchung auf die Radsatzswelle kaum schwankt.

Ein Ansatz zur synthetischen Abschätzung von Beanspruchungen der Radsatzswelle durch Aufteilung der Lasten in einen statischen und einen dynamischen Anteil wird vorgestellt.



---

## Abstract

Often the service life of a railway wheelset is longer than 30 years. This equates to an accumulated mileage of around 3 million kilometers, or more than  $10^9$  fatigue cycles of variable amplitude rotating bending. This far exceeds today's realm of experimentally verified fatigue tests.

In this work the author presents and compares results of measurements on actual wheelsets of commuter trains in Hamburg, Karlsruhe, Nürnberg, Munich and Rostock. The complete database contains about 150,000 kilometers. It includes both experimental rides with a complete measuring team and rides during daily operation with passengers on the train. One train has inner bearings, the other four are fitted with bearings on the outer axle ends.

Different methods of conversion of load spectrums to scalar values using equivalent amplitudes are examined and recommendations given concerning their use for wheelsets. These analyses make it possible to compare load spectrums with each other and also with the current standard rule sets for wheelset dimensioning.

By using counting boxes the average load during normal passenger operation can be determined for each city examined. These measurements include the 2 weeks of the famous Oktoberfest in Munich. This is the maximum load case possible in real life. Because of the long term measurement of loads and the ensuing sound data basis, it can be shown that the scatter of bending loads of a railway wheelset is very low.

An approach for a synthetic estimation of wheelset loads is presented. The loads are separated in static and dynamic parts in this approach.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2. Zusammenfassung</b>	<b>3</b>
<b>3. Grundlagen</b>	<b>5</b>
3.1. Historischer Abriss der Betriebsfestigkeit . . . . .	5
3.2. Beanspruchbarkeit . . . . .	6
3.3. Beanspruchung . . . . .	8
3.4. Lebensdauerabschätzung . . . . .	8
<b>4. Auslegungsvorschriften für Radsatzwellen</b>	<b>15</b>
4.1. Vereinbarung: Koordinatensystem . . . . .	15
4.2. Auslegung von Radsatzwellen nach EN13103/4 . . . .	15
4.2.1. Lastannahme . . . . .	16
4.2.2. Beanspruchbarkeit . . . . .	30
4.2.3. Anwendungsbereich der Norm . . . . .	33
<b>5. Ermittlung und Bewertung von Beanspruchungskollektiven</b>	<b>35</b>
5.1. Dehnungsmessung an einer Radsatzwelle . . . . .	35
5.2. Klassierung einer Beanspruchung-Zeit-Funktion . . . .	39
5.3. Beanspruchungsermittlung mit Hilfe einer Klassierbox	42
5.4. Vorhandene Datenbasis . . . . .	44
5.5. Bewertung von Messkollektiven . . . . .	47
5.5.1. Bewertung mittels der Schadenssumme . . . . .	47
5.5.2. Bewertung mittels der schädigungsäquivalenten (wiederholungsäquivalenten) Amplitude . .	48

5.5.3.	Bewertung mittels der auslastungsäquivalenten Amplitude . . . . .	50
5.5.4.	Vergleich der verschiedenen Bewertungsmethoden . . . . .	51
5.6.	Festlegung einer Wöhlerlinie . . . . .	58
5.7.	Extrapolation von Kollektiven . . . . .	64
<b>6.</b>	<b>Auswertung der begleiteten Messfahrten</b>	<b>67</b>
6.1.	Fahrereinfluss . . . . .	67
6.2.	Fahrtrichtungsvergleich . . . . .	69
6.3.	Absolut und relativ führende Radsatzwellen . . . . .	74
6.4.	Vergleich von Innen- und Außenlagerung . . . . .	76
6.5.	Vergleich der gemessenen Beanspruchungen mit der Norm . . . . .	78
6.5.1.	München . . . . .	81
6.5.2.	Nürnberg . . . . .	86
6.5.3.	Hamburg . . . . .	89
6.5.4.	Karlsruhe . . . . .	95
6.5.5.	Zusammenfassung Norm gegenüber Messung .	101
<b>7.</b>	<b>Auswertung der Fahrten im Regelbetrieb</b>	<b>103</b>
7.1.	Durchschnittliche Zuladungen . . . . .	103
7.1.1.	München . . . . .	104
7.1.2.	Nürnberg . . . . .	106
7.1.3.	Hamburg . . . . .	107
7.1.4.	Rostock . . . . .	108
7.2.	Streuung der Beanspruchung . . . . .	109
<b>8.</b>	<b>Ansätze zur Ableitung synthetischer Kollektive</b>	<b>115</b>
8.1.	Einfluss der Trassierung . . . . .	115
8.2.	Abgleich der Beanspruchung auf geradem Gleis mit der Norm . . . . .	118
8.3.	Analyse der Dynamik durch Bogenfahrt . . . . .	123
8.4.	Abschätzung der dynamischen Last . . . . .	127
8.5.	Gesamtkonzept zur Lastannahme . . . . .	131

<b>9. Ausblick</b>	<b>139</b>
<b>A. Fahrzeugdaten</b>	<b>147</b>
<b>B. Wahrscheinlichkeiten für normalverteilte Messpunkte</b>	<b>161</b>



# Abbildungsverzeichnis

3.1. Verschiedene Kollektivformen und getreppte Darstellung . . . . .	9
3.2. Kollektiv mit dauerfester und betriebsfester Bemessung	10
3.3. Mittlere Schadenssummen für die Lebensdauerrechnung mit experimentellen Wöhlerlinien verschiedener Berechnungsgruppen . . . . .	12
3.4. Schematische Darstellung verschiedener Modifikationen zur Lebensdauerabschätzung . . . . .	14
4.1. Vereinbarung für die Koordinatenrichtungen . . . . .	16
4.2. Prinzipskizze des Biegemomentes durch Bogenfahrt . .	22
4.3. Prinzipskizze des Biegemomentes $M'_Z$ durch Bremsen .	24
4.4. Prinzipskizze des Torsionsmomentes $M'_Y$ durch Bremsen	25
4.5. Formfaktor für Wellenabsätze . . . . .	28
4.6. Formfaktor für Mulden . . . . .	29
5.1. Applikation von DMS auf einer Radsatzwelle . . . . .	36
5.2. Typischer Verlauf eines Biegehalbbrückenzeitschriebs .	38
5.3. Schematische Darstellung der Klassierung . . . . .	41
5.4. In eine Aluminiumbox eingefasste Klassierbox, montiert auf einer Radsatzwelle . . . . .	43
5.5. Schematische Darstellung der wiederholungsäquivalenten Amplitude . . . . .	50
5.6. Schematische Darstellung der auslastungsäquivalenten Amplitude . . . . .	52
5.7. Die Beanspruchung steigt linear mit der Zuladung, Messkollektive aus Nürnberg . . . . .	53

---

5.8.	Die äquivalenten Amplituden in Abhängigkeit von dem Formparameter $\nu$ . . . . .	55
5.9.	Die äquivalente Amplitude von Biegemessstellen wächst linear mit der Zuladung . . . . .	56
5.10.	Für die äquivalente Torsionsamplitude konnte kein linearer Einfluss nachgewiesen werden . . . . .	57
5.11.	Unterschied der Näherungsformel nach Rossow und der exakten Berechnung. Dargestellt ist die Wahrscheinlichkeit für den kleinsten Wert . . . . .	61
5.12.	$S_{a,\ddot{a}q,A}$ aller Kollektive aus Biege- und Torsionsmessstellen bei unterschiedlichen Wöhlerlinienneigungen im normalverteilten Wahrscheinlichkeitsnetz . . . . .	63
5.13.	Vergleich des gemessenen und des etrapolierten 3/3-Kollektivs, Nürnberg, alle Linien, vor- und nachlaufend	66
6.1.	Verschiedene Fahrer im Vergleich: München, Strecke von 4 Haltestationen, vorlaufend, leer . . . . .	68
6.2.	Vergleich der Beanspruchungen von vor- und nachlaufender Radsatzwelle, Karlsruhe Albtalbahn, M01 TRS	71
6.3.	Überhöhungsfaktor zwischen Biegebeanspruchungen vor- und nachlaufender Radsatzwellen aufgeteilt auf verschiedene Netze . . . . .	72
6.4.	Überhöhungsfaktor zwischen Torsionsbeanspruchungen vor- und nachlaufender Radsatzwellen aufgeteilt auf verschiedene Netze . . . . .	73
6.5.	Skizze von absolut und relativ vorlaufender Position eines Radsatzes im Fahrzeugverbund . . . . .	74
6.6.	Vergleich der Beanspruchungen von absolut und relativ vorlaufender Radsatzwelle . . . . .	75
6.7.	Unterschied zwischen Außen- und Innenlagerung, jeweils alle Linien, nur vorlaufend, M11 . . . . .	77
6.8.	München: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden . . . . .	83



6.9. Ermittlung des Formfaktors von Messebene 2 der Münchener Radsatzwelle mittels eines FE-Modells . . . . .	84
6.10. Spannungsverlauf über der Radsatzwelle des Münchner Fahrzeugs . . . . .	84
6.11. München: Unterschied zwischen Norm und Messung, voll beladen . . . . .	85
6.12. Nürnberg: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden . . . . .	87
6.13. Nürnberg: Unterschied zwischen Norm und Messung, voll beladen . . . . .	88
6.14. Hamburg, Treibradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden . . . . .	90
6.15. Hamburg, Treibradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, voll beladen . . . . .	91
6.16. Hamburg, Laufradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden . . . . .	93
6.17. Hamburg, Laufradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, voll beladen . . . . .	94
6.18. Karlsruhe, Treibradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden . . . . .	96
6.19. Karlsruhe, Treibradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, Biegung: voll beladen, Torsion: 2/3 beladen . . . . .	97
6.20. Karlsruhe, Laufradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden . . . . .	99
6.21. Karlsruhe, Laufradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, Biegung: voll beladen, Torsion: 2/3 beladen . . . . .	100

---

7.1.	Durchschnittliche Beladung auf der Linie U5 während des Oktoberfestes . . . . .	105
7.2.	Durchschnittliche Beladung auf der Linie U6 im normalen Regelbetrieb . . . . .	106
7.3.	Klassierboxmessung über 7 Wochen auf der U1 in Nürnberg, extrapoliert auf 3 Mio. km . . . . .	107
7.4.	Im Regelbetrieb gemessenes Klassierboxkollektiv in Hamburg, extrapoliert auf 3 Mio. km . . . . .	108
7.5.	Im Regelbetrieb gemessenes Klassierboxkollektiv in Rostock, extrapoliert auf 3 Mio. km . . . . .	109
7.6.	Biegemomentkollektive aus 32 Wochen Klassierboxmessung auf der U6 in München, jeweils extrapoliert auf 3 Mio. km . . . . .	110
7.7.	Äquivalente Amplituden aus Biegemomentkollektiven . . . . .	111
7.8.	Äquivalente Amplituden aus Torsionsmomentkollektiven . . . . .	112
8.1.	Vergleich des Anteils an Bogenradien in Hamburg und Karlsruhe mit den gemessenen äquivalenten Amplituden, voll beladen, vor- und nachlaufend . . . . .	117
8.2.	Vergleich des Anteils an Bogenradien in München mit den gemessenen äquivalenten Amplituden, voll beladen, vor- und nachlaufend . . . . .	118
8.3.	Exemplarischer Ausschnitt bei Geradeausfahrt in Hamburg zwischen Steinfurter Allee und Mümmelmannsberg, M11, voll beladen . . . . .	121
8.4.	Gemessene Geradeauslast $L_g$ im Vergleich zur statischen Last nach EN13103 bzw. EN13104 . . . . .	122
8.5.	Auf die Geradeauslast normierte Kollektive, extrapoliert auf 3 Mio. km, vor- und nachlaufend, Messstelle nah am Rad . . . . .	125
8.6.	Dynamik eines Zuges in Abhängigkeit von der Beladung	126
8.7.	Abschätzung der Dynamik verschiedener Fahrzeuggruppen . . . . .	128

8.8. Schematischer Ablauf der Abschätzung synthetischer Kollektive . . . . .	133
8.9. Vergleich der realen Belastung im Regelbetrieb mit den Ergebnissen des Konzeptes nach David in Abhängigkeit vom Auslastungsgrad $A$ . . . . .	135
8.10. Abschätzung der Dynamik verschiedener Fahrzeuggruppen . . . . .	137
A.1. Messebenen an der Hamburger Radsatzwelle (Treib- und Laufradsatz sind geometrisch gleich) . . . . .	150
A.2. Messebenen an der Münchner Radsatzwelle . . . . .	152
A.3. Messebenen an der Nürnberger Radsatzwelle . . . . .	154
A.4. Messebenen an der Rostocker Radsatzwelle . . . . .	156
A.5. Messebenen an der Karlsruher Treibradsatzwelle . . . .	158
A.6. Messebenen an der Karlsruher Laufradsatzwelle . . . .	159



# Tabellenverzeichnis

4.1. Faktoren für die quasistatische Radsatzwellenberechnung nach EN13103/13104 . . . . .	19
4.2. Radsatzwellenwerkstoffe . . . . .	30
4.3. Zulässige Spannungswerte für A4T laut EN13104 bzw. EN13103 . . . . .	31
4.4. Effektiv zulässige Spannungswerte für Radsatzwellen mit Antriebssitz laut EN13103 bzw. EN13104 . . . . .	32
5.1. Im Rahmen dieser Arbeit unternommene Messfahrten	44
5.2. Experimentell ermittelte Wöhlerliniendaten . . . . .	59
8.1. Drehgestellgewichte von Münchner A-Wagen aus Verwiegeprotokollen im Vergleich (Angaben in kg) . . . .	120
8.2. Parameter zur Erzeugung der Polygonzüge in Abbildung 8.7 . . . . .	131
A.1. Technische Daten der Radsatzwellen . . . . .	148
A.2. Messstellen an der Hamburger Treibradsatzwelle . . .	149
A.3. Messstellen an der Hamburger Laufradsatzwelle . . .	149
A.4. Messstellen an der Münchner Radsatzwelle . . . . .	151
A.5. Messstellen an der Nürnberger Radsatzwelle . . . . .	153
A.6. Messstellen an der Rostocker Radsatzwelle . . . . .	155
A.7. Messstellen an der Karlsruher Treibradsatzwelle . . . .	157
A.8. Messstellen an der Karlsruher Laufradsatzwelle . . . .	157



# 1. Einleitung

So ähnlich sich Schienenfahrzeuge auf den ersten Blick auch sein mögen, so unterschiedlich sind sie auf den zweiten Blick. Die Unterteilung in Güter-, Fern- und Nahverkehr spiegelt als erstes die unterschiedliche Häufigkeit von Fahrmanövern wie Beschleunigen und Anfahren wider. Im Nahverkehr sind häufiges Anfahren und Stoppen gepaart mit engen Bögen, die mit langsamer bis mittlerer Geschwindigkeit durchfahren werden.

Die Radsatzwellen dieser Züge werden derzeit durch ein einheitliches Regelwerk ausgelegt, welches zwischen den Einsatzarten nicht unterscheidet. Im Forschungsvorhaben „Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken - Beanspruchungen im Nahverkehr“ wurde der Unterschied in den Beanspruchungen der Radsatzwelle aufgezeigt. Eine wichtige Erkenntnis war, dass die angeblich konservative Lastannahme durch einige Fahrzeug-Strecken-Kombinationen übertroffen wurde. Aus dieser Erkenntnis entstand der Wunsch, detailliertere Kenntnisse über die Beanspruchung von Radsatzwellen im Nahverkehr zu sammeln.

Nach den Verkehrsbetrieben in Karlsruhe und Hamburg wurden in folgenden Untersuchungen die Beanspruchungen in Nürnberg, München und Rostock durch Messfahrten mit teils sehr großem Umfang gemessen. Besonders die Bereitschaft der Betreiber, die Klassierbox täglich mit frischen Batterien auszustatten ermöglichte die umfangreiche Datensammlung über die alltägliche Beanspruchung des Bauteils im Regelbetrieb. Auf einer breit angelegten Basis Lastdaten systematisch auszuwerten, ist der vielversprechendste Weg zu einem guten Auslegungskonzept. Alle genannten Verkehrsbetriebe haben

---

ihren wertvollen Beitrag dazu geleistet.

Für diese Arbeit sind die ermittelten Beanspruchungen in Kollektivform in eine Datenbank eingearbeitet worden und wurden systematisch ausgewertet. Es ergeben sich Gemeinsamkeiten wie auch Unterschiede zwischen den verschiedenen Fahrzeugen, die aus allen Bereichen des S-, U- und Straßenbahnverkehrs stammen. Einige resultierende Unterschiede konnten zwar ausgewiesen, aber über eine Begründung für deren Auftreten nur spekuliert werden. Hier hilft es nur, die Datenbasis systematisch im Laufe der Jahre zu erweitern und somit die Auswertung auf eine immer breitere und stabilere Basis zu stellen.

**Kapitel 2** fasst die Ergebnisse der bisher getätigten Auswertungen und Untersuchungen zusammen. In **Kapitel 3** werden neben einem kurzen historischen Abriss zu den Anfängen der Betriebsfestigkeit die grundlegenden Zusammenhänge zwischen Beanspruchung, Beanspruchbarkeit und der durch ihre Kombination entstehende Schädigung erläutert. **Kapitel 4** stellt die derzeit gültige Vorgehensweise zur Auslegung von Radsatzwellen vor, während **Kapitel 5** die Methoden der Beanspruchungsermittlung und die Möglichkeiten der Bewertung mittels der äquivalenten Amplitude erklärt. Damit lässt sich dann in **Kapitel 6** der Vergleich zwischen Regelwerk und Messfahrten darstellen. Ferner werden hier grundlegende Erkenntnisse aus den begleiteten Messfahrten dargelegt. **Kapitel 7** liefert die Ergebnisse aus den Fahrten im Regelbetrieb. Abschließend werden in **Kapitel 8** und **Kapitel 9** sowohl mögliche Ansätze als auch Beschränkungen für eine synthetische Lastannahme erläutert. Ein Ausblick auf weitergehende Möglichkeiten zur Forschung auf diesem komplexen Gebiet wird gegeben.



## 2. Zusammenfassung

Diese Arbeit präsentiert die Ergebnisse von umfangreichen Beanspruchungsmessungen an Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen im Nahverkehr. Es kamen Fahrzeuge aus den Städten Hamburg, Karlsruhe, Nürnberg, München und Rostock als Messfahrzeuge zum Einsatz. Mit Ausnahme von Karlsruhe konnte jeweils das gesamte Streckennetz des Verkehrsbetriebes abgefahren werden. Die gesamte Messstrecke aller Fahrzeuge beläuft sich auf mehr als 150.000 km.

Ausgehend von der Regelwerksauslegung nach den Europäischen Normen EN13103 bzw. EN13104 wird nach einer passenden Methode gesucht, um die Kollektivform der Messergebnisse auf eine skalare Beanspruchung umzurechnen. Es werden mehrere Bewertungsmöglichkeiten miteinander verglichen. Es stellt sich am Ende die Methode der auslastungsäquivalenten Amplitude als geeignet heraus. Der lineare Einfluss der Beladung wird durch sie hinreichend genau wieder gegeben. Die Linearität bietet insbesondere die Möglichkeit, aus mehreren Messfahrten mit unterschiedlicher Zuladung auf die Beanspruchung unter Maximalbeladung zu schließen. Dies ist insbesondere dann von Nutzen, wenn bei einem Verkehrsbetrieb nicht ausreichend Gewichte zur Simulation einer Maximallast zur Verfügung stehen. Zur Berechnung der Streuung verschiedener Kollektive des gleichen Zuges kann die Log-Normalverteilung angenommen werden.

Verschiedene Einflussarten auf die Beanspruchung der Radsatzwelle werden untersucht und quantifiziert. Ein Fahrereinfluss, der z. B. beim PKW eine wichtige Einflussgröße darstellt, ist nicht vorhanden. Die Unterscheidung der Einbauposition (vorlaufend/nachlaufend)

---

ist auf das Drehgestell zu beziehen. Eine erhöhte Beanspruchung des absolut führenden Radsatzes ist nicht festzustellen.

Ein Vergleich der gemessenen Beanspruchungen mit dem gültigen Regelwerk zeigt eine wenig befriedigende Übereinstimmung. Als besonders nachteilig wird empfunden, dass die Abschätzungen nicht zwingend zur konservativen Richtung tendieren. Die Beanspruchung wird teilweise deutlich unterschätzt.

Eine Zunahme der Sicherheit wird indirekt dadurch geschaffen, dass das Regelwerk die Radsatzwelle mit den Randbedigungen der maximalen Zuladung auslegt. Es wird jedoch gezeigt, dass im Regelbetrieb die Auslastungsgrade deutlich darunter liegen. Im Schnitt liegt die durchschnittliche Zuladung bei etwa 10%. Selbst während des Oktoberfestes in München kommt der Zug gerade mal auf 23% technische Auslastung.

Eine Ansatz zu einem transparenteren Weg zur Lastannahme wird vorgestellt. Wenn keine genaueren Informationen zur Belastung der Radsatzwelle vorliegen, müssen die Annahmen konservativ getroffen werden. Dazu wird die Belastung in einen statischen und einen dynamischen Anteil zerlegt. Der statische Anteil kann aus z. B. durch die heutige Norm abgeschätzt werden, hier ist diese insgesamt treffsicher bis konservativ. Die Dynamik hängt stark vom verwendeten Fahrzeugtyp ab. So werden große Einflüsse durch einen reitenden Antrieb ebenso vermutet, wie durch den Verbau einer weichen Federung zwischen Drehgestell und Wagenkasten.

## 3. Grundlagen

### 3.1. Historischer Abriss der Betriebsfestigkeit

Die ersten heute bekannten Versuche zum Thema Betriebsfestigkeit gehen auf den Erfinder des Drahtseiles W.A.J. Albert, Oberberggrat zu Clausthal im Harz, zurück. Aus Ermangelung an Hanfseilen, die zu dieser Zeit nur sehr schwer zu bekommen und ausgesprochen teuer waren, wurden geschmiedete Ketten verwendet, um Hebevorrichtungen für die Bergwerksschächte zu bedienen. Aufgrund der häufigen Brüche von Kettengliedern wurden systematische Versuche zur Untersuchung der Haltbarkeit der Ketten unter realitätsnahen Einsatzbedingungen durchgeführt [Albe37].

Die ersten Untersuchungen zum Thema „Schwingfestigkeit von Radsatzwellen“ wurden im Jahr 1858 veröffentlicht. August Wöhler war zu dieser Zeit Leiter der Central-Werkstatt der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn zu Frankfurt an der Oder. Die damals verhältnismäßig hohe Versagensquote von Radsatzwellen ließ sich durch statische Festigkeitsbetrachtungen nicht erklären. In [Wöhl58] berichtete Wöhler über seine Versuchsdurchführungen. Er beobachtete dabei Schäden bei äußeren Belastungen weit unterhalb der statischen Festigkeit. Acht Jahre später veröffentlichte er erstmalig seine Resultate zum damals völlig neuen Themengebiet der Dauerfestigkeit. Der Begriff der Wöhlerlinie für den Zusammenhang zwischen (konstanter) Belastungsamplitude und Lebensdauer wird erst 70 Jahre später in [Klot36] geprägt.

Im Jahr 1939 berichtete Ernst Gaßner über Bauteilversuche mit variierenden Beanspruchungsamplituden bei Flugzeugteilen [Gass39].

---

Die auf diese Weise ermittelten „Schadenslinien“ sind heute unter dem Begriff Lebensdauer- oder Gaßner-Linie bekannt. In seiner Dissertation, die er zwei Jahre später verfasste, beschreibt er ein neues Bemessungskonzept für schwingend beanspruchte Bauteile. Seine Blockprogrammfolge wurde für die nächsten 25 Jahre zum Belastungsstandard.

Als klassischer Beginn der Schädigungsrechnung wird heute die Veröffentlichung von Miner im Jahr 1945 angesehen [Mine45]. Dort wird die Idee der linearen Schadensakkumulation dargelegt. Bereits vor dieser Arbeit gab es einige Veröffentlichungen ähnlicher Art, vgl. [Palm24, Lang37]. Der Schwede Arvid Palmgren, dessen Name heute oftmals im Zusammenhang mit Miner genannt wird, veröffentlichte seine Arbeit bereits 1924. Obwohl für unterschiedliche Anwendungsfälle die originale Miner-Regel abgewandelt wird, ist der Grundgedanke der linearen Schadensakkumulation bis heute geblieben.

## 3.2. Beanspruchbarkeit

Bauteile können bei schwingender Beanspruchung bereits Schädigung bei Lasten weit unterhalb der statischen Belastbarkeit erfahren. Das wiederholte Aufbringen einer konstanten äußeren Last führt dabei zunächst auf den Werkstoffgleitebenen zur Mikrorissbildung, die mit Hilfe zerstörungsfreier Prüfungen nicht nachgewiesen werden kann. Die Mikrorisse bilden sich dabei zunächst durch die zwischen den Gleitebenen auftretenden Schubspannungen und wachsen bis zur Korngrenze. Die zunehmende Häufigkeit von Mikrorissen pro Flächeneinheit führt später zur Verbindung einzelner Mikrorisse (Risskoaleszenz) und zur Ausbreitung eines Makrorisses.

Bei der Versuchsführung zur Ermüdung von Bauteilen oder Werkstoffproben wird die Versagensschwingspielzahl  $N_i$  auf verschiedenen Lasthorizonten ermittelt. Das Versagen entspricht dabei meist dem technischen Anriss, welcher laut Definition mit betrieblich anwendbaren, üblichen Inspektionsverfahren vor Ort entdeckbar ist

[Gude95]. Auch die Versuchsdurchführung bis zum Bruch (Durchriss) ist in einigen Anwendungsfällen möglich und sinnvoll. Der Versuch wird bei einer festgelegten Grenzschwingspielzahl  $N_G$  abgebrochen. Ist bis dahin keine Schädigung erkennbar, wird der Versuch als Durchläufer gewertet. Ein üblicher Wert für  $N_G$  beträgt  $10^7$  Lastwechsel. In einigen wenigen Forschungsprojekten werden Versuche bis  $N_G = 10^8$  gefahren, um das Ermüdungsverhalten bei hohen Schwingspielzahlen experimentell zu untersuchen, z. B. [Schw09]. Radsatzwellen erreichen während ihrer Einsatzdauer Schwingspielzahlen von mehr als  $10^9$ . Für diesen Bereich liegen bis heute nur wenige experimentelle Erkenntnisse des Ermüdungsverhaltens vor.

Die äußere Lasteinleitung führt zu einer lokalen Beanspruchung im Bauteil. Der Zusammenhang zwischen Beanspruchungsamplitude  $S_a$  und ertragbaren Lastwechselzahlen wird innerhalb des Zeitfestigkeitsbereichs näherungsweise durch die Wöhlerlinie beschrieben. Die Funktionsbauart entspricht einer Exponentialfunktion, die im Beanspruchungs-Schwingspielzahl-Diagramm bei doppelt logarithmischer Darstellung eine Gerade ergibt. Unterhalb der Dauerfestigkeit ist keine Schädigung an der Probe nachweisbar, ab diesem Punkt verläuft die Wöhlerlinie parallel zur Schwingspielzahlachse. Die Funktionsvorschrift lautet in der klassischen Form

$$N = \begin{cases} N_D \cdot \left( \frac{S_a}{S_{aD}} \right)^{-k} & \text{falls } S_a \geq S_{aD} \\ \infty & \text{falls } S_a < S_{aD} \end{cases} \quad (3.1)$$

Die Neigung  $k$  wird dabei positiv angegeben, für kleine Werte verläuft sie annähernd parallel zur  $S_a$ -Achse, bei großen Werten parallel zur  $N$ -Achse. Die Dauerfestigkeitsgerade hat die Neigung  $k = \infty$ . Diese Form der Wöhlerlinie kann im Zusammenhang mit einer rechnerischen Lebensdauerabschätzung modifiziert werden. Das Vorgehen dabei ist in Abschnitt 5.2 erläutert.

---

### 3.3. Beanspruchung

Die im vorigen Abschnitt beschriebene Wöhlerlinie wird bei konstanten Belastungsamplituden ermittelt. Im realen Bauteileinsatz variieren normalerweise die Lasthöhe und mit ihr zusammen die jeweiligen Häufigkeiten. Dabei treten kleinere Belastungsamplituden im Allgemeinen wesentlich häufiger auf als große. In der grafischen Darstellung wird ein Kollektiv deshalb im halblogarithmischen Netz als Summenhäufigkeitskurve dargestellt.

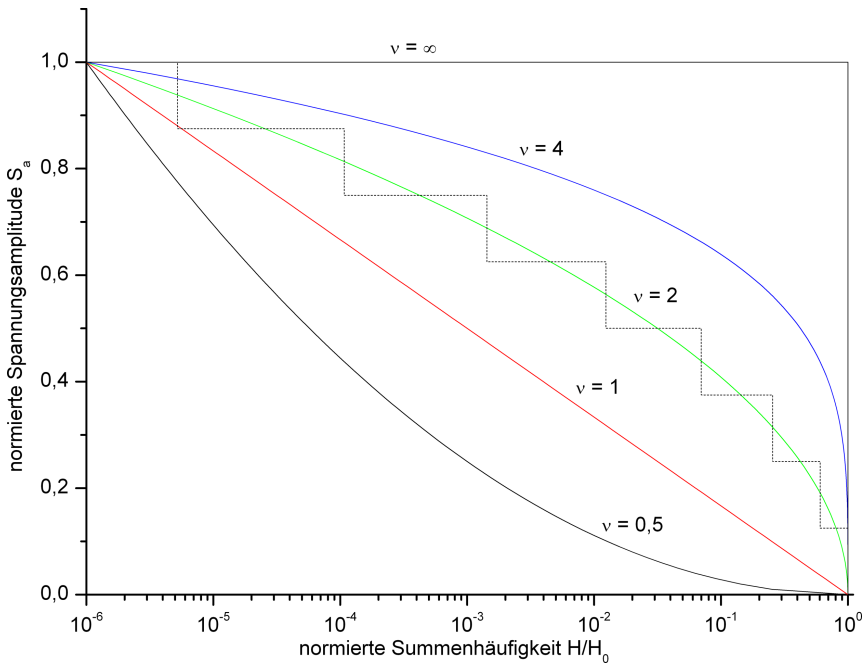
Die Gestaltung der Häufigkeitsverteilung ist in der Praxis meist unbekannt. Oft wird sie deshalb über mathematische Formeln abgeschätzt. Sind der Umfang der kompletten Lastfolge  $H_0$  und die höchste vorkommende Spannungsamplitude  $\hat{S}_a$  gegeben, so kann die Verteilung der Amplitudenhäufigkeiten mit Hilfe der Formel

$$H = H_0^{1 - \left(\frac{S_a}{\hat{S}_a}\right)^\nu} \quad (3.2)$$

beschrieben werden [Haib02]. Der Formparameter  $\nu$  beschreibt dabei den Verlauf der Kurve. Je größer  $\nu$  gewählt wird, desto mehr nähert sich das Kollektiv einer Einstufenbeanspruchung (Rechteckkollektiv) an. Für  $\nu = 1$  ergibt sich das sog. Gradlinienkollektiv,  $\nu = 2$  entspricht einer Gaußverteilung. Zur Verwendung des Kollektivs bei der Bauteilprüfung bzw. Lebensdauerrechnung muss die kontinuierliche Funktion mit Hilfe diskreter Werte approximiert werden. Eine Überführung eines normalverteilten Kollektivs in eine getreppte Darstellung mit acht Stufen ist in **Abbildung 3.1** zu sehen. Im Falle eines gemessenen Kollektivs liegt die Beanspruchung bereits in diskretisierter Form vor, vgl. Abschnitt 5.2.

### 3.4. Lebensdauerabschätzung

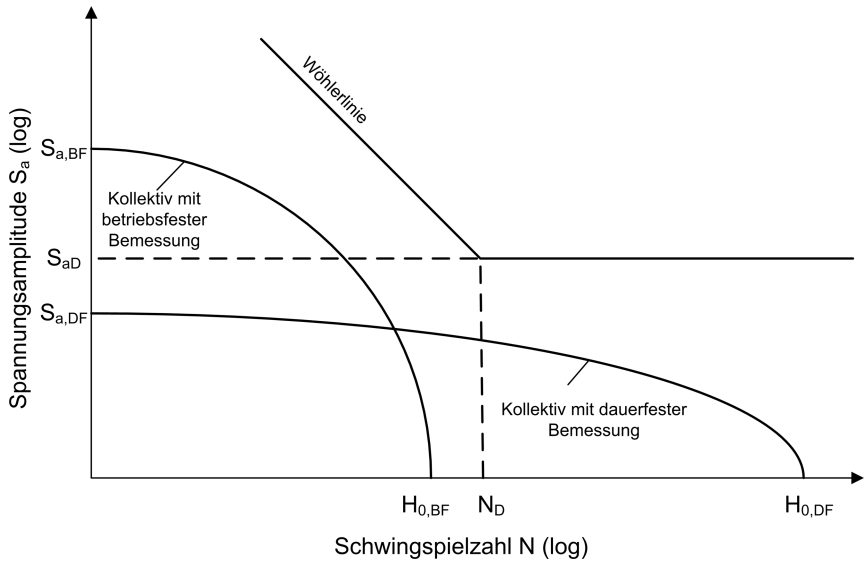
Liegen ein getrepptes Kollektiv und eine Wöhlerlinie vor, so kann eine Lebensdauerabschätzung durchgeführt werden. Hierbei werden



**Abbildung 3.1.:** Verschiedene Kollektivformen und getreppte Darstellung

klassischerweise die Betrachtungen einer betriebsfesten und einer dauerfesten Beanspruchung unterschieden, vgl. **Abbildung 3.2.**

- Bei der **dauerfesten Bemessung** liegen alle Stufen des Kollektivs unterhalb der durch die Wöhlerlinie vorgegebenen Dauerfestigkeit. Eine Schädigung des Bauteils kommt somit nicht zustande, da keine auf das Bauteil gegebene Last die Mindesthöhe erreicht, die benötigt würde, um am Bauteil nachweisbaren Schaden zu verursachen.
- Bei einer **betriebsfesten Bemessung** sind Anteile des Kollektivs oberhalb der Dauerfestigkeit angesiedelt. Eine Schädigung



**Abbildung 3.2.:** Kollektiv mit dauerfester und betriebsfester Bemessung

des Bauteils erfolgt, die Lebensdauer ist begrenzt. Da ein bereits vorgeschädigtes Bauteil im Allgemeinen nicht mehr die gleiche Festigkeit aufweist wie ein schadenfreies, senkt sich die Wöhlerlinie mit fortlaufender Schädigung ab.

Im ersten Fall ist die Betrachtung einfach. Liegt der Kollektivhöchstwert unterhalb der Dauerfestigkeit, liegt eine dauerhaft ertragbare Beanspruchung vor. Im zweiten Fall wird die lineare Schadensakkumulation nach Palmgren/Miner (oft auch einfach als Miner-Regel bezeichnet) zur Berechnung der Lebensdauer angewandt. Weist das Kollektiv insgesamt  $n$  verschiedene Stufen auf, so wird jeder Stufe  $i$  eine Schädigung

$$d_i = \frac{h_i}{N_i} \quad (3.3)$$



zugewiesen. Dabei bezeichnet  $h_i$  die Häufigkeit gleicher Beanspruchungen auf der Stufe  $i$  und  $N_i$  die Versagensschwingspielzahl der Wöhlerlinie auf dem gleichen Lasthorizont. Die gesamte Lastfolge verursacht bei einem Durchlauf somit die Schädigung

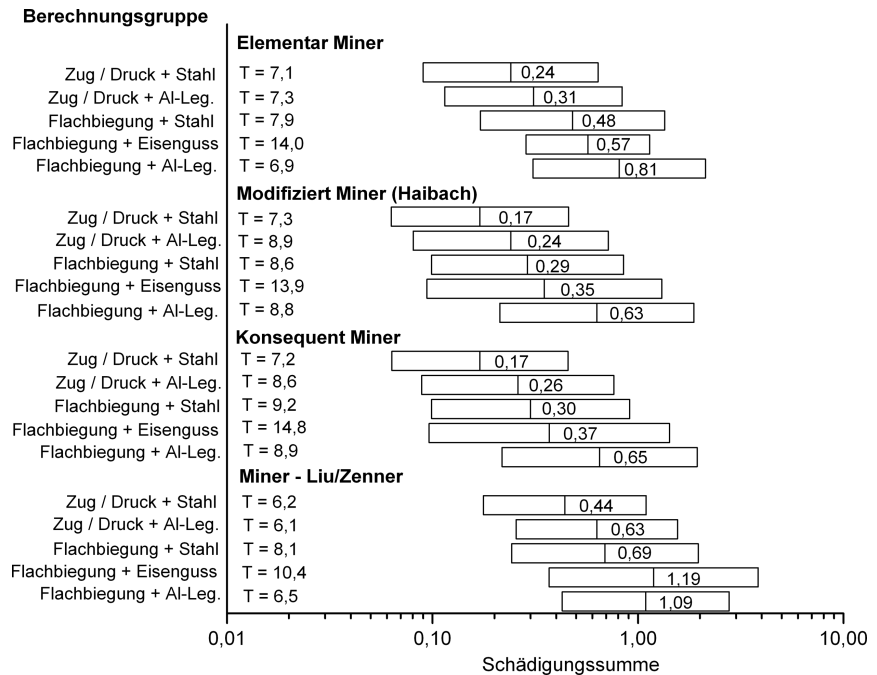
$$D = \sum_{i=1}^n d_i \quad (3.4)$$

Die einfache Abschätzung der Lebensdauer entspricht nun dem Reziproken der Schädigung multipliziert mit dem Kollektivumfang. Dies impliziert jedoch die Annahme, dass das Bauteilversagen genau bei einer rechnerischen Schädigung von  $D = 1$  eintritt. Für verschiedene Werkstoffe und Anwendungsfälle wurde in Experimenten nachgewiesen, dass dies nicht immer gilt, vgl. **Abbildung 3.3**. Es gibt daher die Möglichkeit, das Versagen bei einer abweichenden Schadenssumme  $D_{\text{rel}}$  zu definieren. Die Lebensdauer berechnet sich dann nach

$$\hat{N} = \frac{D_{\text{rel}}}{D} \cdot H_0 \quad (3.5)$$

Wie oben bereits angesprochen, verändert sich die Wöhlerlinie des schadenfreien Bauteils mit zunehmender Schädigung. So wird sich bei hinreichender Vorschädigung die Dauerfestigkeit absenken. Um diesem Vorgang Rechnung zu tragen, wurden im Laufe der Zeit diverse Modifikationen der Palmgren/Miner-Regel eingeführt. Alle Modifikationen bewirken, dass der Schwingspielzahl  $N_i$  aus Gleichung 3.3 unter Umständen andere als die der originalen Wöhlerlinie entsprechende Werte zugewiesen werden. Eine schematische Darstellung der verschiedenen Modifikationen ist in **Abbildung 3.4** zu sehen.

- **Miner-original:** Diese Pseudomodifikation entspricht der ursprünglichen Miner-Regel, bei der die Wöhlerlinie des schadenfreien Bauteils nicht verändert wird. Kollektivstufen unterhalb



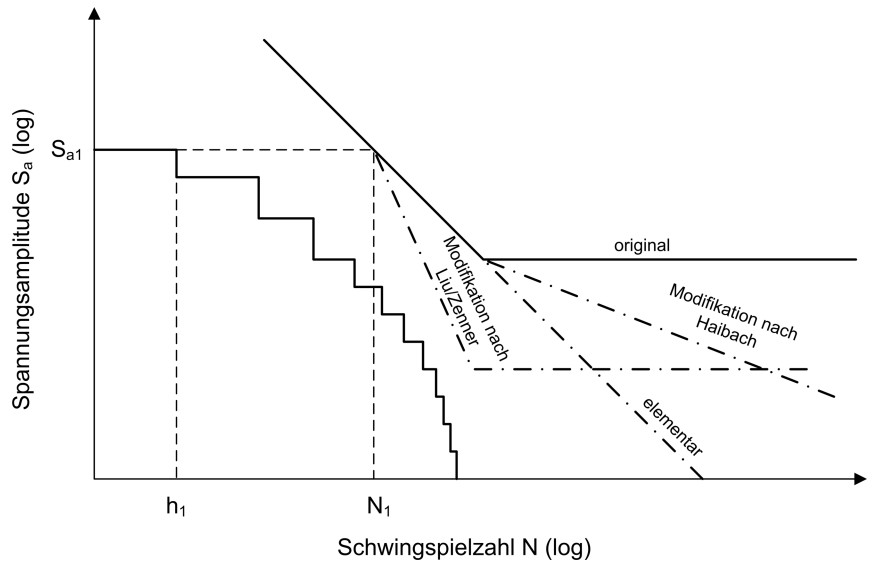
**Abbildung 3.3.:** Mittlere Schadenssummen für die Lebensdauerrechnung mit experimentellen Wöhlerlinien verschiedener Berechnungsgruppen [Euli97]

der Dauerfestigkeit schädigen nicht. Nach dieser Modifikation ergeben sich rechnerisch die größten Lebensdauern.

- **Miner-elementar:** Hierbei wird die Existenz einer Dauerfestigkeit außer Acht gelassen. Die Zeitfestigkeitsgerade der Wöhlerlinie wird über den Dauerfestigkeitsbereich hinaus verlängert. Dadurch ist diese Modifikation sehr konservativ, d. h. sie führt zu kurzen rechnerischen Lebensdauern.
- **Modifikation nach Haibach:** Bei dieser Modifikation knickt die Wöhlerlinie auf der Höhe der Dauerfestigkeit ab und wird mit

der flacheren Neigung  $k^* = 2k - 1$  für Lasthorizonte unterhalb von  $S_{aD}$  fortgeführt.

- **Modifikation nach Liu/Zenner:** Hier wird die lineare Schadensakkumulation gegen eine Ersatzwöhlerlinie gerechnet, die am Punkt  $N_1$  (der zum Kollektivhöchstwert gehörende Schwingungszahlwert der Wöhlerlinie) mit einer Neigung von  $k^* = (m + k)/2$  verläuft. Der Parameter  $m$  bezeichnet dabei die Steigung der Paris-Geraden aus der linear-elastischen Bruchmechanik. Da dieser Wert nicht für alle Werkstoffe vorliegt, wird in der Praxis häufig  $m = 3,6$  angenommen. Ab Höhe der halben Dauerfestigkeit verläuft die Ersatzwöhlerlinie dann parallel zur Schwingungszahlachse.
- **Miner-konsequent:** Hierbei wird der Ansatz verfolgt, dass jedes Schwingenspiel oberhalb von  $S_{aD}$  die Dauerfestigkeit absenkt. Durch die Absenkung können Schwingenspiele, die ursprünglich unterhalb der Dauerfestigkeit lagen, ebenfalls einen Schädigungsanteil hervorrufen. Die Funktionsvorschrift für die Absenkung hat einen nichtlinearen Charakter, die Lebensdauerabschätzung muss daher rechnergestützt erfolgen. Eine allgemeine Erklärung zur konsequenten Miner-Regel findet sich in [Haib02]. Hier wird auch die Möglichkeit beschrieben, die Rechnung über zwei Parameter speziellen Bedingungen anzupassen. In [Häne03a] ist ein konkreter Algorithmus zu finden.



**Abbildung 3.4.:** Schematische Darstellung verschiedener Modifikationen zur Lebensdauerabschätzung

## **4. Auslegungsvorschriften für Radsatzwellen**

### **4.1. Vereinbarung: Koordinatensystem**

Für diese Arbeit wird in Einheit mit den meisten Regelwerken das Koordinatensystem für die Kraftrichtungen wie folgt definiert, vgl.

#### **Abbildung 4.1**

- Die X-Koordinate zeigt in Fahrtrichtung des Zuges
- Die Z-Koordinate zeigt nach oben (von der Schiene weg)
- Durch die Verwendung eines Rechtssystems zeigt die Y-Koordinate in Fahrtrichtung gesehen nach links

### **4.2. Auslegung von Radsatzwellen nach EN13103 und EN13104**

Die heute gültigen Auslegungsvorschriften für Radsatzwellen sind die EN13103 für Laufradsatzwellen und die EN13104 für Treibradsatzwellen. In weiten Teilen sind beide Regelwerke identisch, sie unterscheiden sich in erster Linie durch unterschiedliche Dynamikfaktoren. Auf eine generelle Unterscheidung kann somit verzichtet werden, an den entsprechenden Stellen wird auf die Unterschiede hingewiesen.



**Abbildung 4.1.:** Vereinbarung für die Koordinatenrichtungen

Es sei noch erwähnt, dass der Umfang der Norm mehr umfasst als die hier dargestellten Fälle. Es werden nur die für die im Rahmen dieser Arbeit relevanten Fälle wieder gegeben und erläutert. Für nähere Erläuterungen wird auf [EN13103, EN13104] verwiesen.

#### **4.2.1. Lastannahme**

In den Normen werden nicht alle angreifenden Kräfte mit dem Buchstaben  $F$  betitelt. Um Verwechslungen vorzubeugen, hat der Autor bei der Erläuterung des Rechenweges der Norm sich daher den dort verwendeten Nomenklaturen weitgehend angepasst. Lediglich an einigen Stellen ist zur Verbesserung des allgemeinen Verständnisses ein zusätzlicher Index an die in der Norm verwendeten Größen hinzugefügt.

### Vertikalbeanspruchung

Die Berechnung der Beanspruchung erfolgt quasistatisch. Eingangsgröße ist zunächst die Wagenkastenmasse  $m_1$  (inklusive Lager- und Lagergehäusemassen), die mit einer Gewichtskraft von

$$P_0 = \frac{1}{2} m_1 \cdot g \quad (4.1)$$

auf jedes der beiden Radsatzlager wirkt. Die Gegenkraft stellt sich an der Position der Radaufstandspunkte ein, die in der Praxis i. A. an den Laufkreisflächenmitten angenommen werden. Die aus den Kräften resultierende 4-Punkt-Biegung stellt den statischen Lastfall dar, wenn der Zug auf den Schienen ruht.

Bei der Geradeausfahrt des Zuges treten durch Federn des Zuges zeitweise höhere Lasten auf, als dies durch die Betrachtung der reinen Gewichtskraft der Fall wäre. Dieser Effekt wird durch die Erhöhung der statischen Last um einen Dynamikfaktor  $\alpha = 0,25$  in der quasistatischen Rechnung abgebildet. Die dynamisch wirkende Gewichtskraft des Zuges wird zu

$$F_\alpha = (1 + \alpha) \cdot P_0 \quad (4.2)$$

für jeden der beiden Wellenschenkel berechnet.

### Horizontalbeanspruchung

Das Wanken des Zuges bei Querbeschleunigungen (Bogenfahrt) wird durch das Angreifen einer horizontalen Kraft  $F_\beta$  im Wagenkastenschwerpunkt auf die quasistatische Rechnung übertragen. Die Größe der Kraft wird in Abhängigkeit von der Masse  $m_1$  zu

$$F_\beta = \beta \cdot m_1 \cdot g \quad (4.3)$$

berechnet. Der Parameter  $\beta$  wird dabei in der Norm für Lauf- und Treibradsätze unterschiedlich angesetzt, eine Begründung für diese Unterscheidung wird nicht geliefert, Für Laufradsätze wird  $\beta = 0,15$  und für Treibradsätze  $\beta = 0,175$  angenommen. Durch die horizontale Dynamik sind nunmehr beide Radsatzlager unterschiedlich belastet. Die Verteilung der Gesamtlast hängt von der Schwerpunkthöhe  $h_1$  des Wagenkastens und vom Abstand der beiden Radsatzlagermitte  $2b$  ab. Die sich am bogenäußeren Lager einstellende Kraft berechnet sich dann zu

$$P_1 = \frac{1}{2} \left( 1 + \alpha + \beta \frac{h_1}{b} \right) \cdot m_1 \cdot g \quad (4.4)$$

am bogeninneren Rad demzufolge zu

$$P_2 = \frac{1}{2} \left( 1 + \alpha - \beta \frac{h_1}{b} \right) \cdot m_1 \cdot g \quad (4.5)$$

## Spurführungskräfte

Die Laufflächen eines Eisenbahnwagens liegen nicht plan auf der Schiene auf. Die Schiene hat eine konvexe Oberfläche und die Lauffläche verläuft konisch nach innen. So ist die Auflagefläche bei rein theoretischer Betrachtungsweise punktförmig. Die Radaufstandskraft  $F_S$  teilt sich durch die Geometrie von Lauffläche und Schiene in zwei Kraftkomponenten in vertikaler und horizontaler Richtung.

Durch leichte Queranregungen während der Fahrt pendelt der Zug bei Fahrtrichtung X leicht sinusförmig in Y-Richtung zwischen den Schienen. Beim Einfahren in einen Bogen läuft das bogenäußere Rad weiter als im Geradeauslauf auf die Schiene auf, im Grenzfall bis zum Anschlag des Spurkranzes an die Schiene. Die Horizontalkraft am bogenäußeren Rad erhöht sich, während gleichzeitig die Horizontalkraft am bogeninneren Rad abnimmt.

Die Horizontalkräfte am Rad sowohl beim Geradeauslauf als auch



in den Bogenfahrten werden in der quasistatischen Rechnung durch die Größen  $Y_1$  (bogenäußeres Rad) und  $Y_2$  (bogeninneres Rad) dargestellt und wirken beide nach innen. Berechnet werden die Beträge der Kräfte über die Faktoren mittels der Formeln

$$Y_1 = f_{y1} \cdot m_1 \cdot g \quad (4.6)$$

und

$$Y_2 = f_{y2} \cdot m_1 \cdot g \quad (4.7)$$

Die Größe der Faktoren  $f_{y1}$  und  $f_{y2}$  werden dabei nach Treib- und Laufradsatz unterschieden. Bei Treibradsatzwellen beträgt  $f_{y1} = 0,35$  und  $f_{y2} = 0,175$ , während bei Laufradsatzwellen die Faktoren zu  $f_{y1} = 0,30$  und  $f_{y2} = 0,15$  angesetzt werden. **Tabelle 4.1** gibt einen Überblick über alle relevanten Faktoren zur Radsatzwellenberechnung inkl. Fallunterscheidungen.

	Angetriebener Radsatz	Nicht angetriebener Radsatz
$\alpha$	0,25	0,25
$\beta$	0,175	0,15
$f_{y1}$	0,35	0,30
$f_{y2}$	0,175	0,15

**Tabelle 4.1.:** Faktoren für die quasistatische Radsatzwellenberechnung nach EN13103/13104

Durch die angreifenden horizontalen Kräfte im Wagenkastenschwerpunkt und an den Radaufstandspunkten muss eine weitere ausgleichende horizontale Kraft betrachtet werden, die das notwendige Kräftegleichgewicht aufrecht erhält. Dazu wird in der Norm eine Kraft  $H$  definiert, die parallel zur Wellenachse wirkt:

$$H = Y_1 - Y_2 \quad (4.8)$$

---

Aus allen Komponenten werden dann durch das Kräfte- und Momentengleichgewicht die Radaufstandskräfte berechnet. Der Parameter  $s$  gibt den halben Abstand zwischen den Laufkreisflächenmitten an, die Parameter  $y_i$  beschreiben den Abstand zwischen Laufkreisflächenmitte und den dazugehörigen Kräften  $F_i$ . An der höher belasteten Seite ergibt sich dann die Radaufstandskraft

$$Q_1 = \frac{1}{2s} (P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2s - y_i)) \quad (4.9)$$

an der weniger belasteten Seite ergibt sich

$$Q_2 = \frac{1}{2s} (P_2(b+s) - P_1(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i y_i). \quad (4.10)$$

## Massenkräfte von Anbauteilen

Bis hierher war die zentrale Eingangsgröße die Achsschenkellast. Für die quasistatische Biegemomentberechnung wird der Radsatz selber als masselos angenommen, Anbauteile wie Bremsscheiben, Achsterne etc. auf der Welle werden als mit ihrer einfachen Gewichtskraft  $F_i$  nach oben wirkend angenommen. Diese Annahme stammt aus dem konservativen Ansatz, dass eine nach unten wirkende Gewichtskraft bei einer außengelagerten Welle das Biegemoment verkleinern würde. Durch die Fahrdynamik kann die Kraftwirkungsrichtung jedoch kurzzeitig umgekehrt werden. Im Allgemeinen sind die auf der Radsatzwelle angebrachten Massen jedoch klein gegenüber der Achsschenkellast und daher ist ihr Einfluss auf das Rechenergebnis als gering einzustufen.

## Biegemoment durch Bogenfahrt

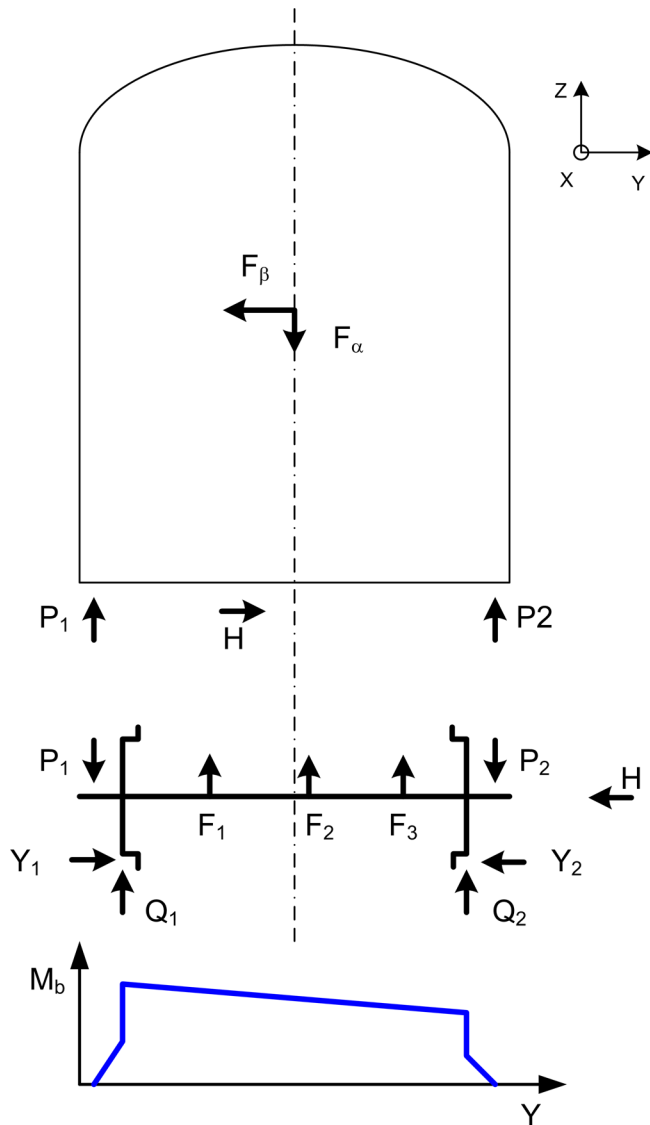
Durch die oben genannten Kräfte und ihre Wirkungsrichtungen ergibt sich der rechnerische quasistatische Biegemomentverlauf um  $X$  durch Bogenfahrt über der Radsatzwelle. An den Radsatzlagern ist

er auf dem Niveau 0 und steigt in Richtung Rad linear an. Am Rad steigt das Moment sprunghaft durch die Kräfte  $Y_1$  und  $Y_2$  an. Zwischen den Rädern verläuft das Moment nahezu linear, es wird nur durch die  $F_i$  Kräfte leicht abgeändert, vgl. **Abbildung 4.2**.

### Biegemoment durch Bremsen

Der Bremsmechanismus bei Radsatzwellen unterscheidet sich je nach Bauart des Zuges. Das Bremsen kann durch klotzgebremste Räder, durch Bremsscheiben oder generatorisch erfolgen. Bei allen in dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugen befindet sich eine Bremsscheibe auf der Radsatzwelle. Im Nahverkehr wird jedoch üblicherweise generatorisch gebremst. Die mechanische Bremse wird ausschließlich als Feststellbremse beim Halten im Bahnhof verwendet und kommt daher erst bei niedrigen Geschwindigkeiten unterhalb von ca. 4 km/h zum Einsatz. Eine Ausnahme stellt die Gefahrenbremsung dar, bei der die maximal mögliche Verzögerung erreicht werden soll. Hierbei wird im Allgemeinen zusätzlich Sand vor die Räder gestreut, um den Reibkoeffizienten zwischen Rad und Schiene zu erhöhen. Straßenbahnfahrzeuge sind zusätzlich mit einer Magnetschienenbremse ausgestattet.

Ob das Bremssystem bei trockener Schiene in der Lage ist, die Räder vollständig zu blockieren, ist von Fahrzeug zu Fahrzeug unterschiedlich. Bei nasser Schiene oder insbesondere, wenn sich im Herbst feuchtes Laub auf der Strecke befindet, kommt es häufig zum Gleiten der still stehenden Räder auf der Schiene. Um die Radsatzwellenbeanspruchung beim Bremsvorgang konservativ zu bewerten, wird in der Norm der Fall des Nicht-Blockierens des Radsatzes betrachtet. Die sich einstellenden Bremsmomente hängen damit i. A. von der Anpresskraft  $F_f$  der Bremsbacken auf die Bremsscheibe und dem Bremsscheibenradius  $R_b$  ab.



**Abbildung 4.2.:** Prinzipskizze des Biegemomentes durch Bogenfahrt, nach [ORE136]

Durch den Reibkoeffizienten  $\Gamma$  zwischen Brems Scheibe und Bremsbacken ergibt sich an der Brems Scheibe die wirkende Kraft

$$F_B = F_f \cdot \Gamma \quad (4.11)$$

Dadurch stellen sich an der Radsatzwelle drei weitere Momente ein:

Biegemoment  $M'_X$ :

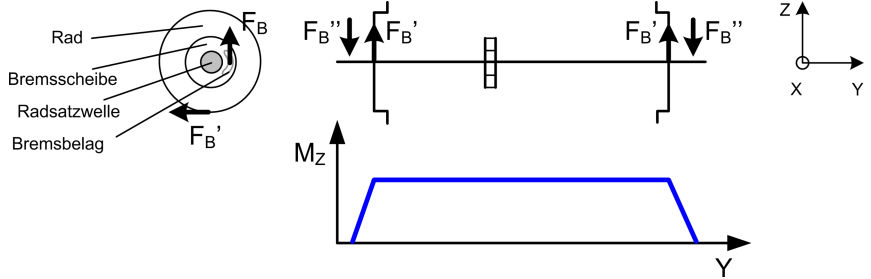
Durch den Anpressdruck der Bremsbacken an die Brems Scheibe kommt es bei drehender Welle zu einer aufbäumenden Bewegung der Radsatzwelle. Diese resultiert in einem Biegemoment um die X-Achse, welches dem Biegemoment aus der Bogenfahrt direkt überlagert ist. Die Richtung des Moments hängt von der Positionierung der Bremse ab. Sind die Bremsbacken in Fahrtrichtung angebracht so ergibt sich ein negativer Wert für  $M'_X$  (negativ im Sinne der technischen Mechanik, das Gesamtbiegemoment wird bei einem außengelagerten Radsatz erhöht). Im Gegensatz dazu stellt sich ein positives Moment  $M'_X$  ein, wenn die Bremsbacken entgegen der Fahrtrichtung angebracht sind. In der Norm wird zwischen den einzelnen Positionen nicht unterschieden. In der Praxis ist diese Betrachtungsweise häufig gerechtfertigt, da die meisten Züge Zweirichtungsfahrzeuge sind und somit die Bremsbacken beide Positionen einnehmen können. Bei Einrichtungsfahrzeugen wäre eine Unterscheidung zweckmäßig, da im zweiten Fall das Bremsmoment dem Biegemoment aus der Bogenfahrt entgegenwirkt und zu einer Entlastung führen würde.

Biegemoment  $M'_Z$ :

Die Kraft  $F_B$  erzeugt mit dem Hebelarm  $R_b$  ein Torsionsmoment in der Radsatzwelle. Die Gegenkräfte  $F'_B$  entstehen an den beiden Radauflandspunkten, sind beide gleich groß und wirken entgegen der Fahrtrichtung. Bei dem Radradius  $R$  lautet die Gleichgewichtsbedingung für das Torsionsmoment daher

$$2 \cdot F'_B \cdot R = F_B \cdot R_B \quad (4.12)$$

$$F'_B = \frac{1}{2} F_B \frac{R_B}{R} \quad (4.13)$$



**Abbildung 4.3.:** Prinzipskizze des Biegemomentes  $M'_Z$  durch Bremsen

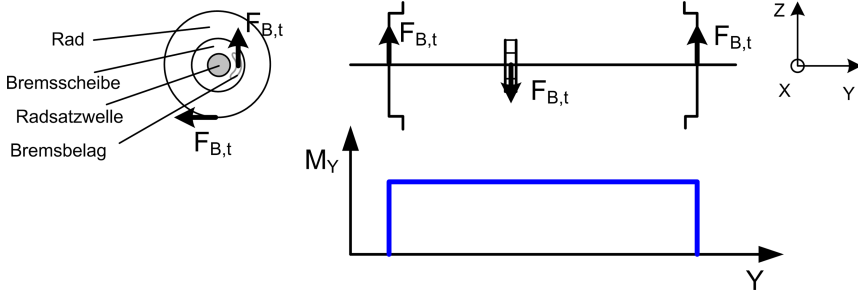
Gleichzeitig wirken Kräfte  $F''_B$  an den Radsatzlagern in Fahrtrichtung, um das horizontale Kräftegleichgewicht zu bewahren. Dabei gilt  $F''_B = F'_B$ . Der sich einstellende Momentenverlauf entspricht einer 4-Punkt Biegung, siehe **Abbildung 4.3**.

Torsionsmoment  $M'_Y$ :

Durch die Kraft an der Bremsscheibe wird die Welle zwischen den Rädern tordiert. Zur Berechnung des maximal aufzubringenden Moments wird die Radaufstandskraft mit einem Reibkoeffizienten zwischen Rad und Schiene  $\mu_{RS}$  und dem Radradius  $R$  multipliziert, um die am Radaufstandspunkt wirkende Kraft  $F_{B,t}$  entgegen der Fahrtrichtung zu erhalten. Die Radaufstandskraft wird in der Norm  $P'$  benannt, welche dem „Anteil der durch ein mechanisches Bremsystem abzubremsenden Radlast“ [EN13104] entsprechen soll. Einen Hinweis darauf, wie sich dieser Anteil berechnet, wird nicht gegeben. In der Praxis hat sich die Annahme der statisch maximalen Gewichtskraft (anteilige Wagenkasten- und Drehgestellmasse  $m_1$  plus die Radsatzmasse  $m_2$ ) etabliert:

$$F_{B,t} = \mu_{RS} P' = \mu_{RS} \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{2} \quad (4.14)$$

Der Reibkoeffizient wird in der Norm konstant mit  $\mu_{RS} = 0,3$  an-



**Abbildung 4.4.:** Prinzipskizze des Torsionsmomentes  $M'_Y$  durch Bremsen

genommen. Ein Vergleich mit Standardwerken ergibt für einen Reibwert Stahl auf Stahl im trockenen Zustand Werte zwischen  $\mu = 0,45$  und  $0,8$ , bei nasser Schiene wäre  $\mu = 0,1$  anzusetzen [Dubb00]. Das Torsionsmoment wird dann nach der Formel

$$M'_Y = F_{B,t} \cdot R = \mu_{RS} P' R \quad (4.15)$$

berechnet und ergibt einen konstanten Verlauf zwischen den Rädern. Außerhalb dieses Bereiches tritt kein Torsionsmoment auf, **Abbildung 4.4.**

Ein Kritikpunkt an der Norm ist die inkonsistente Berechnung der maximalen Bremskraft. Bei der Betrachtung des Torsionsmomentes  $M'_Y$  ist die Radaufstandskraft mit ihren angenommenen Faktoren die ausschlaggebende Größe, bei der Berechnung des Biegemomentes  $M'_Z$  wird die Kraft der Bremsbacken inkl. dort gültigem Reibwert verwendet. Ein einheitliches Konzept verlangt die Betrachtung des maximal auftretenden Momentes, unabhängig davon, ob es durch das Gleiten des Rades auf der Schiene oder an der Bremsscheibe begrenzt wird.

---

## Spannungsverlauf

Die oben beschriebenen Momente erzeugen auf der Radsatzwellenoberfläche einen 2-achsigen Spannungszustand. Der entstehende Spannungstensor wird mittels einer Vergleichsspannungshypothese in einen skalaren Wert umgerechnet, der mit der entsprechenden Festigkeit verglichen werden kann.

Das Widerstandsmoment einer Radsatzwelle mit einem Außendurchmesser von  $D$  und einer Hohlbohrung mit Durchmesser  $d$  gegen Biegung ist gegeben durch

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (4.16)$$

Das Widerstandsmoment gegen Torsion ergibt sich durch

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (4.17)$$

Die Momente  $M_x$  und  $M_z$  ergeben auf der Oberfläche eines Zylinders eine Normalspannung nach

$$\begin{aligned} \sigma_n &= \frac{\sqrt{(M_x + M'_x)^2 + M_z^2}}{W_b} \\ &= \frac{32}{\pi} \cdot \frac{D}{D^4 - d^4} \cdot \sqrt{(M_x + M'_x)^2 + M_z^2} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Durch das Moment  $M_y$  wird eine Torsionsspannung erzeugt

$$\sigma_t = \frac{M_y}{W_t} = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{D}{D^4 - d^4} \cdot M_y \quad (4.19)$$



Die beiden Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  ergeben sich dann durch

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad (4.20)$$

und

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad (4.21)$$

Da  $\sigma_t > 0$  ist, haben beide Hauptspannungen unterschiedliche Vorzeichen.

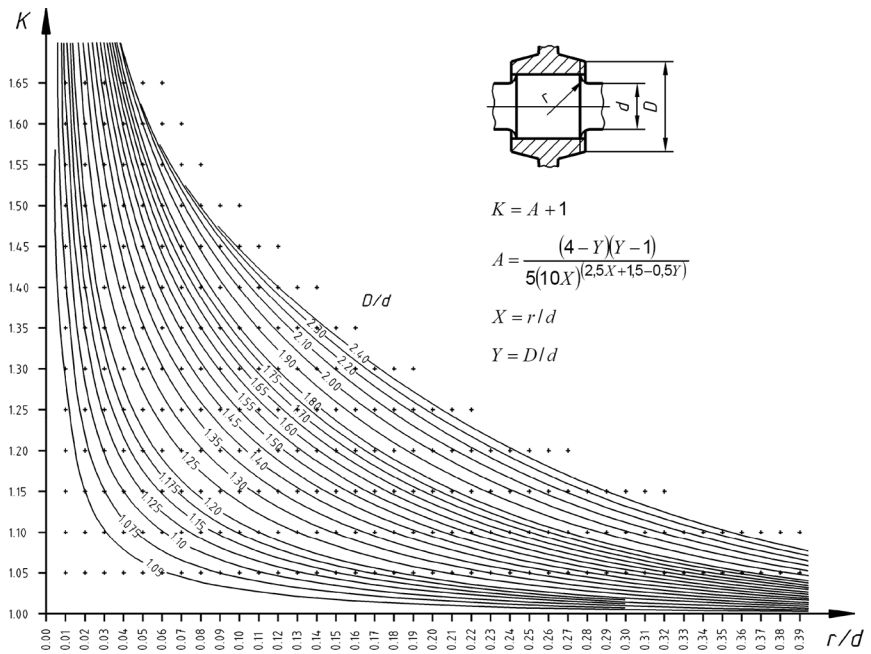
Die Größenordnungen der so errechneten Spannungen sind deutlich unterschiedlich. Die Normalspannung hat in etwa den 10-20fachen Wert der Torsionsspannung. Aus diesem Grund wird für die Berechnung der an der Radsatzwellenoberfläche herrschende Vergleichsspannung die Mohrsche Spannungshypothese verwendet. Dabei entspricht die Vergleichsspannung  $\sigma_v$  der Differenz zwischen der maximalen Zug- und der maximalen Druckspannung. Da in diesem Fall die erste und zweite Hauptspannung unterschiedliche Vorzeichen haben, gilt für die Vergleichsspannung

$$\sigma_v = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2} = \frac{32 \cdot D}{\pi(D^4 - d^4)} M_R \quad (4.22)$$

mit dem resultierenden Moment

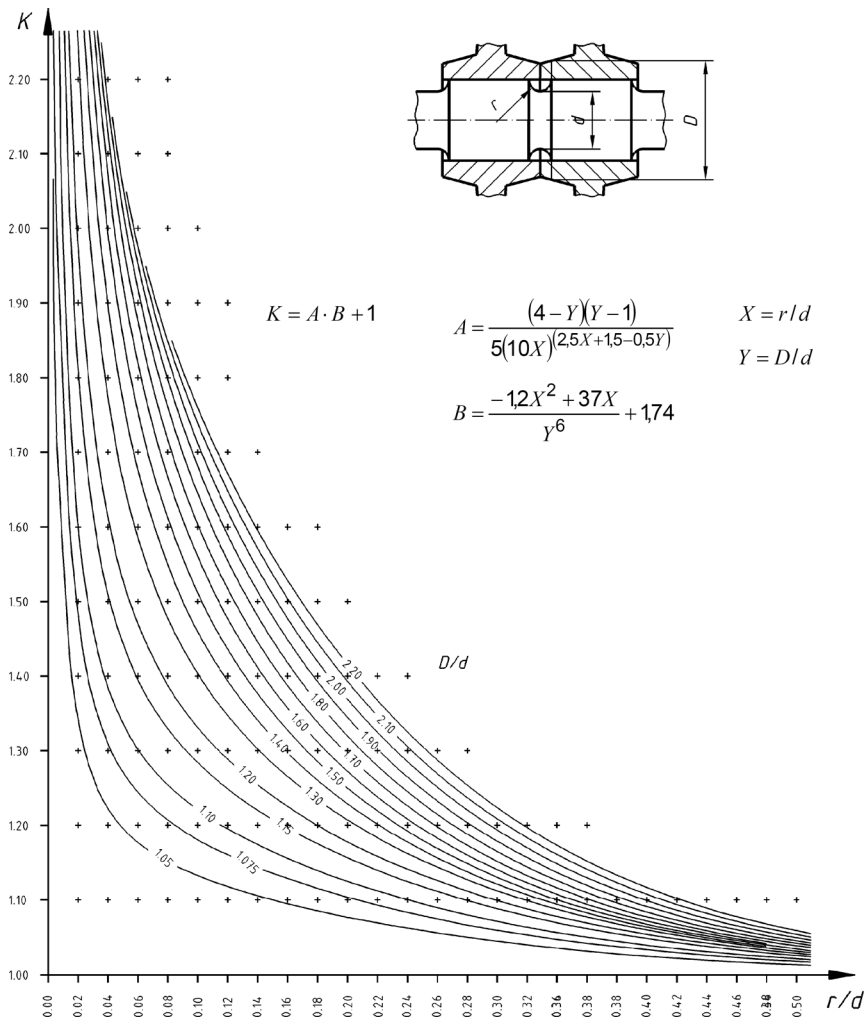
$$M_R = \sqrt{(M_x + M'_x)^2 + M_y^2 + M_z^2} \quad (4.23)$$

Um der Spannungsüberhöhung durch geometrische Inhomogenitäten wie Korbbögen etc. gerecht zu werden, wird die Nennspannung mit einem Formfaktor  $K_t$  gemäß **Abbildung 4.5** bzw. **Abbildung 4.6** multipliziert. In [Trau05] wird jedoch nachgewiesen, dass die von der Norm angenommenen Faktoren zur Spannungsüberhöhung etwa um 20% zu niedrig sind.



**Abbildung 4.5.:** Formfaktor für Wellenabsätze, gemäß [EN13104]

Die Vergleichsspannung  $\sigma_v$  muss für jeden Querschnitt der Radsatzwelle kleiner sein als die dort geltende zulässige Spannung, vgl. Abschnitt 4.2.2.



**Abbildung 4.6.:** Formfaktor für Mulden, gemäß [EN13104]

---

## Durchmesser Verhältnis

Unabhängig vom Vergleich von vorhandener und zulässiger Spannung wird in der Norm eine Einschränkung hinsichtlich des Durchmesserverhältnisses zwischen zwei benachbarten Abschnitten mit zylindrischem Durchmesser formuliert. Bei Erreichen des Verschleißmaßes muss zwischen einem Sitz und dem benachbarten Schaft ein Durchmesser Verhältnis von mindestens 1,12 herrschen. Für neue Wellen wird ein Mindestmaß von 1,15 empfohlen.

Diese Einschränkung ist auf den Einfluss des Presssitzes auf die herrschende lokale Spannung zurückzuführen. Diese erhöht sich massiv mit kleiner werdendem Durchmesser. Viele nach älteren Regelwerken ausgelegten Radsatzwellen erfüllen diese Forderung nicht.

### 4.2.2. Beanspruchbarkeit

Die Beanspruchbarkeit des verwendeten Wellenwerkstoffes ist in Dauerfestigkeitsversuchen bei umlaufender Biegebelastung nachzuweisen, hierbei wird auf die Prüfnormen [EN13260] und [EN13261] verwiesen. Die dauerhaft ertragbare Beanspruchungsamplitude  $\sigma_{aD}$  wird anschließend durch einen Sicherheitsfaktor  $S$  geteilt, um die maximal zulässige Beanspruchung

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{aD}}{S} \quad (4.24)$$

zu erhalten.

Regelwerkname	alt. Bezeichnung
A1N	St50
A4T	25CrMo4
A5T	42CrMo4

**Tabelle 4.2.:** Radsatzwellenwerkstoffe

Bereich	Zulässige Spannung in MPa	
	Vollwellen	Hohlwellen
Außerhalb von Presssitzen	240	240
Presssitzbereich	145	132
Radsatzwellenschenkel		113
Bohrungsoberflächen	-	96

**Tabelle 4.3.:** Zulässige Spannungswerte für A4T laut EN13104 bzw. EN13103

In der Norm sind die Festigkeitskennwerte für die beiden (früher) gängigen Radsatzwellenwerkstoffe A1N und A4T niedergeschrieben. Die Werkstoffbezeichnungen entsprechen dabei einer bahneigenen Nomenklatur, alternative Bezeichnungen der Werkstoffe sind **Tabelle 4.2** zu entnehmen.

Irreführenderweise werden in der Norm für den Werkstoff A1N und A4T in Abhängigkeit von der betrachteten Zone (freie Oberfläche, Presssitz, etc.) unterschiedliche Dauerfestigkeiten angegeben. Im Gegenzug dazu wird der Sicherheitsfaktor  $S$  konstant gelassen, was einer werkstoffphysikalischen Betrachtung der Zusammenhänge widerspricht. Die Dauerfestigkeit  $\sigma_{aD}$  ist eine Werkstoffkonstante und ist daher unabhängig von der Geometrie der Radsatzwelle. Als sinnvoll erachtet wird vom Autor die Verwendung unterschiedlicher Sicherheitsfaktoren für verschiedene Bereiche.

Alle im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Radsatzwellen sind aus dem Werkstoff A4T gefertigt. Die zulässigen Festigkeitskennwerte unterscheiden sich danach, ob es sich um eine Voll- oder eine Hohlwelle handelt. Des Weiteren sind die zulässigen Werte unterschiedlich für verschiedene Bereiche der Welle, wie z. B. Presssitze. **Tabelle 4.3** zeigt die Werte in tabellarischer Darstellung.

Der von der Norm für Treibradsatzwellen mit Antriebssitz festgelegte Sicherheitsfaktor beträgt  $S = 1,66$ . Bei sämtlichen hier betrachteten Radsatzwellen handelt es sich um diesen Typ. Die zulässigen

Bereich	Zulässige Spannung in MPa	
	Vollwellen	Hohlwellen
Außerhalb von Presssitzen	145	145
Presssitzbereich	87	80
Radsatzwellenschenkel		68
Bohrungsoberflächen	-	58

**Tabelle 4.4.:** Effektiv zulässige Spannungswerte für Radsatzwellen mit Antriebssitz laut EN13103 bzw. EN13104

Spannungswerte müssen daher durch diesen Sicherheitsfaktor geteilt werden, um die effektiv zulässigen Spannungswerte zu erhalten.

**Tabelle 4.4** listet die Werte auf.

Gilt mit der für jeden Querschnitt nach Abschnitt 4.2.1 berechneten 1. Hauptspannung und dazugehörigen höchstzulässigen Spannung  $\sigma_1 < \sigma_{zul}$ , so ist die Radsatzwelle normgerecht ausgelegt.

Untersuchungen zu den Dauerfestigkeiten wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens „Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken“ durchgeführt. Dort wurde anhand von Kleinproben für den Werkstoff A4T eine Dauerfestigkeit gegen Biegewechselbeanspruchung von  $S_{aD} = 373$  MPa mit einer Standardabweichung  $s = 0,03$  ermittelt. Die Versuche erfolgten an glatten Probenstäben mit der Formzahl  $K_t = 1$ . Unter Verwendung dieser Werte ergibt sich für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von  $P_a = 10^{-5}$  eine Dauerfestigkeit von 278 MPa. Dieser Wert liegt immer noch deutlich oberhalb des von der Norm zulässigen Wertes, der ja noch um einen Sicherheitsfaktor abgemindert wird.

#### **Resümee:**

**In der Radsatzwellennorm sind die angenommenen Festigkeitswerte außerordentlich niedrig. Hier verstecken sich große Sicherheiten, die auf der Seite der Festigkeit zu einer konservativen Auslegung führen.**

### 4.2.3. Anwendungsbereich der Norm

Ursprünglich aus alten Regelwerken wie der [ORE136] für den Vollbahnbereich eingeführt, erstreckt sich der Gültigkeitsbereich dieser Norm für alle Schienenfahrzeuge innerhalb der EU. Konkret heißt es im Vorwort der EN13104:

*„Entsprechend der CEN/CENELEC-Geschäftsordnung sind die nationalen Normungsinstitute der folgenden Länder gehalten, diese Europäische Norm zu übernehmen: Belgien, Dänemark, Deutschland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Luxemburg, Niederlande, Norwegen, Österreich, Portugal, Schweden, Schweiz, Spanien, die Tschechische Republik und das Vereinte Königreich.“*

Sie gilt damit auch für Nahverkehrsfahrzeuge, obwohl sich die Eigenschaften dieser Fahrzeuge und auch Streckenarten teilweise stark von den Trassierungen der Vollbahn unterscheiden. Im Regelwerk ist eine nicht näher definierte Ausnahmeregelung enthalten:

*„Für Stadt- und Straßenbahnen können andere, zwischen Kunde und Lieferant vereinbarte Normen oder Dokumente angewendet werden.“*

Unter welchen Umständen andere Dokumente berücksichtigt werden können, bleibt offen. Letztendlich muss für jedes Schienenfahrzeug eine Zulassung ausgestellt werden, die von einer technischen Behörde (z. B. TÜV, Eisenbahn Bundesamt, o.a.) erteilt wird. Fahrzeuge, die vor der Veröffentlichung der EN 13104 ihre Zulassung erhalten haben, werden auch weiterhin nach der zum Zeitpunkt der Zulassung gültigen Norm behandelt. Die im Einsatz befindlichen Fahrzeuge genießen daher Bestandsschutz.

Seit dem Jahr 2000 hat die EN 13104 für jedes neu konstruierte Schienenfahrzeug Gültigkeit. Um eine Neukonstruktion handelt es sich im juristischen Sinne auch dann, wenn an bestehenden Fahrzeugen eine konstruktive Änderung an den Radsatzwellen durchgeführt wird. In der Praxis führt dies unter Umständen zu der paradoxen Situation, dass ein Hersteller keine dickeren (und damit i. A. sichereren) als die bisher verwendeten Radsatzwellen in seine alten Fahrzeuge einbau-

---

en darf, wenn sie nicht den Vorgaben der Norm entsprechen. Eine Alternative ist dann nur die völlige Neukonstruktion, welche meist auch eine kostenintensive Änderung der Getriebearbindungen, Rad-satzlagern etc. mit sich bringt.



## 5. Ermittlung und Bewertung von Beanspruchungskollektiven

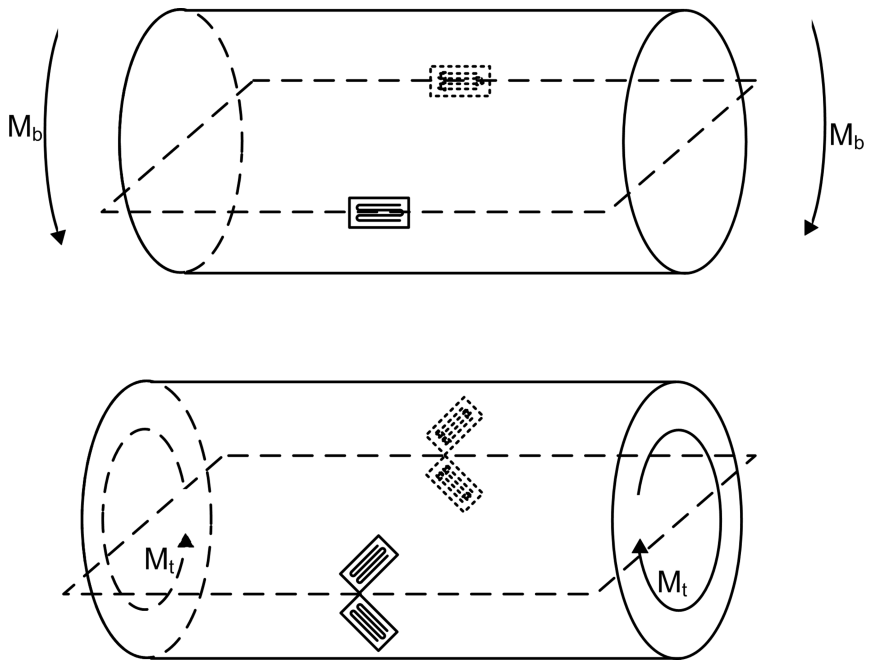
Regelwerke schätzen die Beanspruchungen an Radsatzwellen aus einer quasistatischen Überlegung oder aus Erfahrungswerten ab. Dabei wird automatisch eine Pauschalisierung vorgenommen, die eine Unsicherheit aufwirft. Diese Unsicherheit muss über einen Sicherheitsfaktor aufgefangen werden.

Um den Sicherheitsfaktor reduzieren zu können, ist eine genauere Kenntnis der tatsächlich im Betrieb auftretenden Beanspruchungen nötig. Diese können über eine Dehnungsmessung an der Radsatzwelle im laufenden Betrieb ermittelt werden.

### 5.1. Dehnungsmessung an einer Radsatzwelle

Die an einer Radsatzwelle auftretenden Beanspruchungen resultieren aus Biege- bzw. Torsionslasten. Mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen (DMS) können beide Beanspruchungsarten getrennt voneinander gemessen werden. Zur Ermittlung von Biegebeanspruchungen besteht eine Messstelle dabei aus zwei einzelnen DMS, die einander gegenüberliegend in Achsrichtung auf der Welle appliziert und zu einer Halbbrücke verschaltet werden, **Abbildung 5.1 oben**. Durch diese Anordnung werden während der Messung auftretende Zug- und Torsionsbeanspruchungen kompensiert und nicht mitgemessen.

Für die Messung von Torsionsbeanspruchungen werden vier DMS benötigt, die jeweils in  $45^\circ$ -Richtung zur Wellenachse appliziert und



**Abbildung 5.1.:** Applikation von DMS auf einer Radsatzwelle, oben: Biegemessstelle, unten: Torsionsmessstelle

zu einer Vollbrücke verschaltet werden, **Abbildung 5.1 unten**. Auch diese Messstelle ist unempfindlich gegenüber anderen Beanspruchungen.

Mittels eines telemetrischen Messsystems werden die Daten von der rotierenden Welle an einen Messcomputer übermittelt, der die gemessenen Dehnungen aufzeichnet. Bei allen Messungen in dieser Arbeit wird eine Abtastfrequenz von 1.000 Hz verwendet.

Da sich die Dehnungen im elastischen Bereich des Werkstoffes bewegen, kann die gemessene Dehnung linear in die 1. Hauptspannung

umgerechnet werden. Bei einer Biegemessstelle ergibt

$$\sigma_b = E \cdot \epsilon_b \quad (5.1)$$

den 1. Hauptspannungswert, bei einer Torsionsmessstelle wird diese mittels

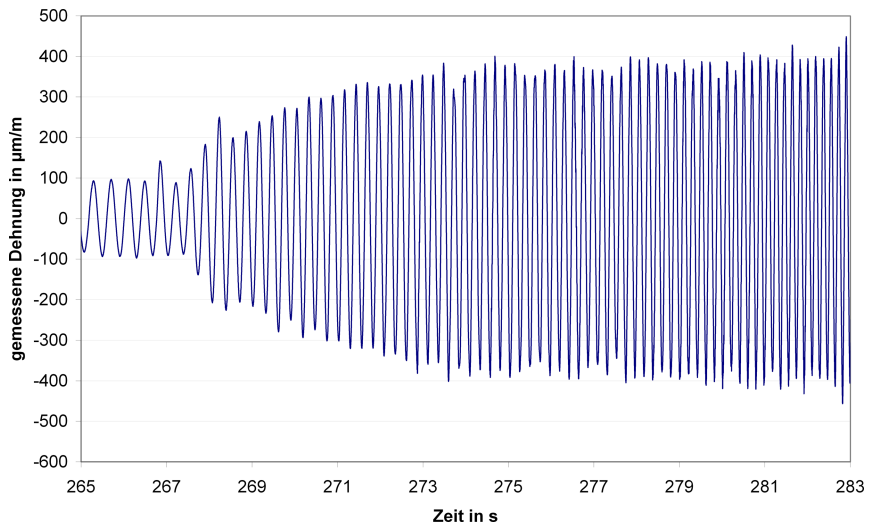
$$\sigma_t = 2 \cdot \epsilon_t \cdot \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (5.2)$$

bestimmt. Diese Formeln gelten nur für ungestörte Querschnitte (wie sie in langen Schaftbereichen vorkommen) und nicht für Bereiche mit Radienübergängen (Korbbögen). Dort ist die Richtung der 1. Hauptspannung nicht bekannt, deshalb muss diese mit einer DMS-Rosette bestimmt werden. Alternativ ist eine Messung wie oben beschrieben und eine spätere Angleichung der Messwerte mit Hilfe einer Finite-Elemente-Rechnung möglich. Eine FE-Rechnung liefert auch eine Abschätzung für die tatsächliche auftretende Spannungsspitze. Ein DMS liefert immer einen Dehnungsmittelwert über seine Messgitterlänge.

Die gemessenen Dehnungssignale werden mittels eines Telemetriessystems an einen an Bord befindlichen Messcomputer übermittelt, auf dem das Zeitsignal abgespeichert wird. Mittels eines vom Messbegleiter geschriebenen Protokolls können die Messdaten später den entsprechenden Streckenabschnitten zugeordnet werden.

Da die Biegebeanspruchung umlaufend auftritt, erscheint der Verlauf über der Zeit sinusförmig. Jede Umdrehung der Radsatzwelle entspricht so einem Schwingenspiel. Aus der Gesamtanzahl Schwingspiele kann daher im Nachhinein mit Kenntnis des Raddurchmessers auf die gefahrene Strecke während der Messung geschlossen werden. Aus der Frequenz des Umlaufbiegesinus kann die Fahrgeschwindigkeit nachträglich rechnerisch bestimmt werden.

Während des Geradeauslaufs im Gleis ist die Amplitude der Beanspruchung nahezu konstant. Bei der Bogeneinfahrt verändert sich durch Anlaufen des Spurkranzes das in die Welle eingeleitete Mo-



**Abbildung 5.2.:** Typischer Ausschnitt des Dehnungszeitschriebs einer Biegehalbbrücke

ment, bei außengelagertem Radsatz steigt die Sinusamplitude an, **Abbildung 5.2.**

Die Torsionsbeanspruchungen weisen keine augenscheinliche Regelmäßigkeit auf wie die Biegebeanspruchung. Beim Beschleunigen bzw. beim Abbremsen mit Hilfe der Motorbremse steigt bzw. fällt das gemessene Moment. In Bogenfahrten ist der Verlauf stochastischer Natur, durch das Nachschlupfen des bogeninneren Rades kommt es zu schwingenden Beanspruchungen. Auch während des Geradeauslaufs sind Torsionsschwingungen zu beobachten, die aber in der Höhe hinter denen bei der Bogenfahrt zurückbleiben.

## 5.2. Klassierung einer Beanspruchung-Zeit-Funktion

Um die ermittelten Spannungen für eine Aussage hinsichtlich der zu erwartenden Lebensdauer verwenden zu können, müssen aus der Beanspruchung-Zeit-Funktion (BZF) die für die Betriebsfestigkeit relevanten Daten herausgefiltert werden. Nach der klassischen Auffassung von Schädigungsmechanismen haben die Frequenz, die Reihenfolge und die Schwingungsform der Schwingspiele einen untergeordneten Einfluss auf die Lebensdauer. Diese Tatsache ermöglicht das Umwandeln der BZF in eine Rainflowmatrix bzw. ein Amplitudenkollektiv, ohne dabei relevante Informationen zu verlieren, **Abbildung 5.3**. Andere Formen der Kollektivbildung wie z. B. die Klassengrenzenüberschreitungszählung (KGÜZ) oder die Bereichspaarzählung (BPZ) sind weniger zur Erstellung von Lebensdauerkollektiven geeignet, vgl. [Kott98]. Eine ausführliche Darstellung aller heute gebräuchlichen Zählverfahren zur Kollektivbildung ist in [West88] zu finden.

Das Unterdrücken der Schwingungsform bewirkt eine erhebliche Datenreduktion des mit mehreren hundert Hertz abgetasteten Messsignals. Aus den sehr vielen einzelnen Messwerten werden lediglich die lokalen Extrema (Umkehrpunkte) benötigt. Durch sie werden aufsteigende und absteigende Flanken des gemessenen Signals beschrieben. Die Information über die Größe der einzelnen Flanken und die Reihenfolge bleibt zunächst erhalten, **Abbildung 5.3-b**. Da die Umkehrpunktfolge (UPF) eindimensional ist, geht die Kenntnis über die Frequenz der einzelnen Schwingungen verloren.

Der Wertebereich der BZF wird in einzelne Klassen unterteilt (im Beispiel 8 Klassen), somit kann jedem Umkehrpunkt genau eine Klasse zugeordnet werden. Aus der UPF werden nun aufeinander folgende Umkehrpunkte innerhalb der gleichen Klasse entfernt (im Beispiel zweimal in Klasse 3). Die Klassenbreite wird in der Praxis sehr klein gewählt. Die eliminierten Schwingspiele, die wahrscheinlich

---

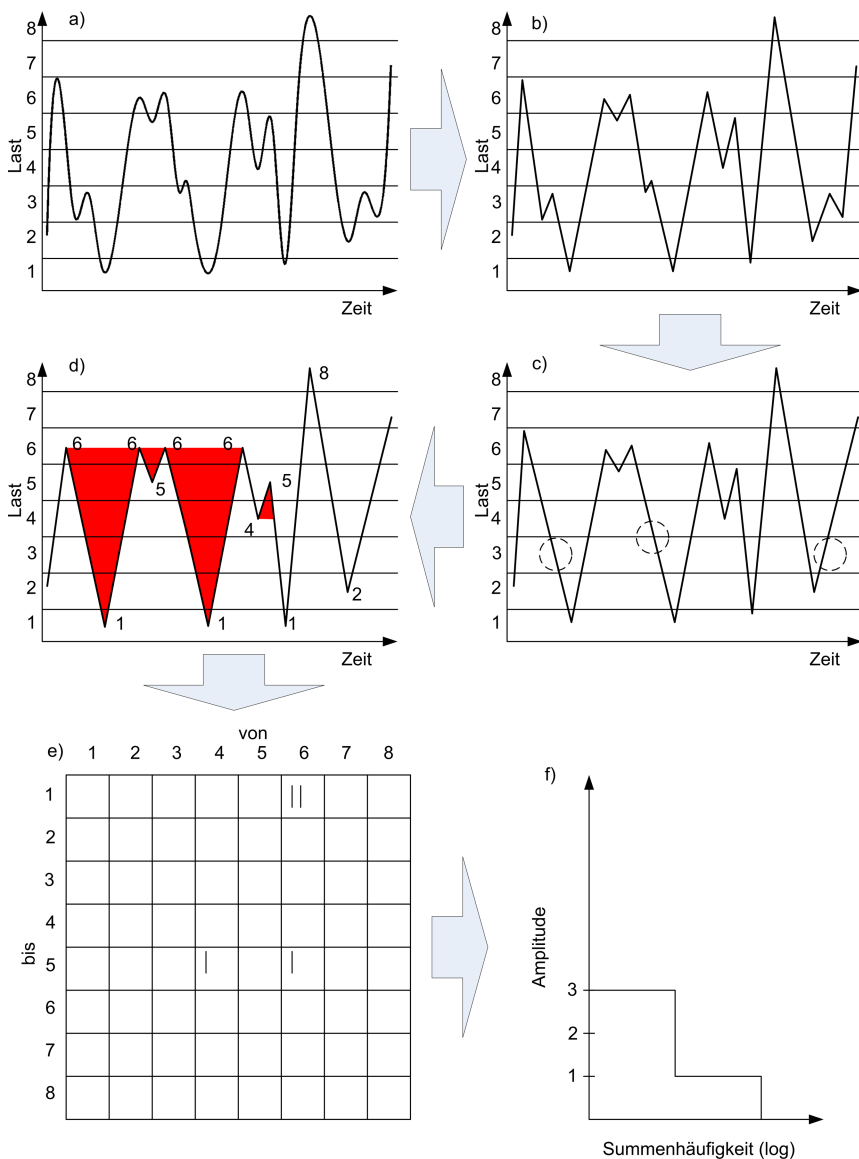
Störungen und dem nicht zu vermeidenden Messrauschen entstammen, haben keinen schädigungsrelevanten Einfluss. Es kann jedoch vorkommen, dass ein solches kleines Schwingspiel gerade eine Klassengrenze überschreitet (im Beispiel die Klassengrenze zwischen 3 und 4). Daher wird ein Mindestabstand zwischen zwei Umkehrpunkten (Rückstellbreite) definiert. Umkehrpunkte mit einem geringeren Abstand werden ebenfalls aus der UPF entfernt, **Abbildung 5.3-c**.

Jedem Umkehrpunkt wird nun der Mittelwert seiner Klasse zugeordnet. Die genaue Lage innerhalb seiner Klasse geht dabei verloren, was bei hinreichend kleiner Klassenbreite kein Problem darstellt. Es werden nun Teilfolgen von Umkehrpunkten ermittelt, die jeweils einer geschlossenen Hysterese im Spannungs-Dehnungs-Diagramm entsprechen, **Abbildung 5.3-d**. Nach heutiger Kenntnis wird der Flächeninhalt einer Hysterese als die den Werkstoff zerstörende Arbeit aufgefasst, so dass eine Zählung der geschlossenen Hysteresen ein Maß für die Schädigung ist. Algorithmen zur Ermittlung von geschlossenen Hysteresen aus einer UPF sind z. B. in [Lang82, Down82, Heul84, Clor85, Glin87, Perr87] zu finden.

Durch das Zählen der geschlossenen Hysteresen kommt die Information über die Reihenfolge der einzelnen Schwingspiele abhanden. In einer Rainflow-Matrix wird lediglich die Start und Zielklasse der Hysterese erfasst, wodurch Informationen über die Häufigkeit, Amplitudenhöhe und die Mittellage der einzelnen Schwingspiele abgebildet werden, **Abbildung 5.3-e**.

Das Amplitudenkollektiv ergibt sich aus der Rainflow-Matrix mittels der Bereichspaarzählung. Hierbei werden alle Einträge mit gleicher Amplitudenhöhe zusammengefasst, die Mittelspannung der einzelnen Schwingspiele geht dabei verloren. Falls die Mittelspannung einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Lebensdauer hat, muss diesem mit Hilfe einer Amplitudentransformation Rechnung getragen werden, vgl. [Häne03a].

## 5.2. Klassierung einer Beanspruchung-Zeit-Funktion



**Abbildung 5.3.:** Schematische Darstellung der Klassierung

---

## 5.3. Beanspruchungsermittlung mit Hilfe einer Klassierbox

Die in Abschnitt 5.1 beschriebene Form zur Beanspruchungsermittlung ist mit einem erheblichen Aufwand verbunden. Durch den Aufbau und die Verkabelung im Wagenkasten geht der Einsatz eines mit Messtechnik ausgestatteten Fahrzeugs im Regelbetrieb mit erheblichen Schwierigkeiten einher. Der Betreiber muss die Messfahrten daher als Ausfallzeiten des Zuges für den täglichen Personenbetrieb einplanen. Während der Rush-Hour ist die Durchführung einer Messfahrt häufig nicht möglich, da durch den engen Fahrtakt während dieser Zeit kein Einsatz eines Sonderzuges auf der Strecke möglich ist.

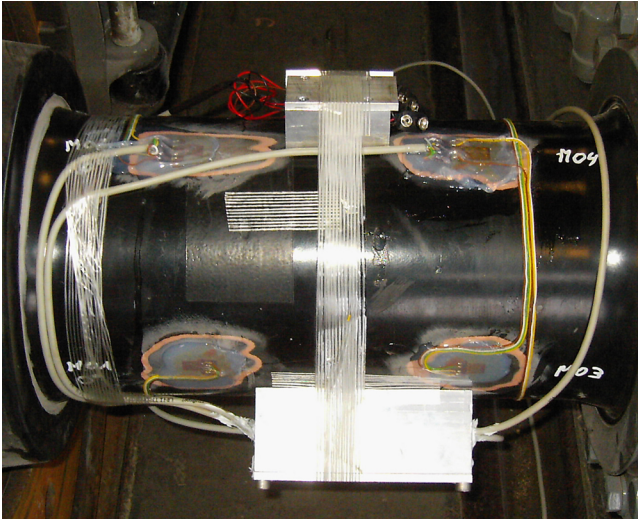
Für die Durchführung einer Klassierboxmessung ist kein Aufbau von Messtechnik im Wagenkasten nötig. Die Klassierbox selbst ist ein Datenlogger, der auf der Radsatzwelle montiert wird (Maße ca. 110 mm x 65 mm x 40 mm). Die Messstellen werden direkt an die Klassierbox angeschlossen. Zusätzlich wird eine Spannungsquelle installiert, die mit Akkus oder Batterien realisiert werden kann, **Abbildung 5.4**.

Die gemessenen Dehnungen werden von der Klassierbox online klassiert wie in Abschnitt 5.2 beschrieben. Als Ergebnis wird nur die Rainflow-Matrix gespeichert, die keinerlei zeitliche Zuordnung zwischen den gemessenen Ereignissen erlaubt. So kann nachträglich keine Begründung für z. B. höhere als erwartete Messwerte gegeben werden. Ebenso ist eine Unterscheidung von verschiedenen Fahrsituationen, wie z. B. vor- und nachlaufender Radsatzwelle, nachträglich nicht möglich.

Einige Modelle bieten die Möglichkeit einer kurzzeitigen Aufzeichnung der Zeitrohdaten, sobald ein vorher eingestellter Dehnungsgrenzwert überschritten ist. Ohne ein detailliert geführtes Fahrprotokoll ist jedoch eine spätere Zuordnung des Zeitpunktes der Aufzeichnung praktisch keinem Fahrmanöver zuzuordnen.

Dieser Nachteil wird teilweise durch die Möglichkeit aufgewogen,





**Abbildung 5.4.:** In eine Aluminiumbox eingefasste Klassierbox, montiert auf einer Radsatzwelle

eine Klassierboxmessung im Regelbetrieb durchführen zu können. Durch die ausschließliche Applikation auf der Radsatzwelle bleibt die Einrichtung für die Fahrgäste verborgen. Ein Messtechniker als Begleiter der Messfahrten ist ebenfalls nicht nötig. Eine Klassierboxmessung ist daher eine sehr kostengünstige Methode, um einen guten Überblick über die im Betrieb auftretenden Beanspruchungen zu erhalten. Aufgrund des geringen Aufwandes im Vorfeld der Messung kann mit Hilfe einer Klassierbox in Kombination mit einer FE-Rechnung sehr schnell eine belastbare Aussage getätigt werden, ob die Radsatzwelle kritischen Beanspruchungen ausgesetzt ist.

Stadt	Strecken	Beladungen	Richtung
Hamburg	U1, U2, U3	leer, 3/3	vor- und nachlaufend
Karlsruhe	S1, S2, S4	leer, 1/3, 2/3	vor- und nachlaufend
Nürnberg	U1, U2	leer, 2/3, 3/3	vor- und nachlaufend
Rostock	Linie 1-6	leer, 2/3	vorlaufend
München	U1 bis U6	leer, 3/3	vor- und nachlaufend

**Tabelle 5.1.:** Im Rahmen dieser Arbeit unternommene Messfahrten

## 5.4. Vorhandene Datenbasis

Bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Fahrzeugen handelt es sich um Nahverkehrsfahrzeuge unterschiedlicher Typen, die in verschiedenen Städten und damit auf verschiedenen Strecken eingesetzt werden. Nach der in Abschnitt 5.1, 5.2 und 5.3 beschriebenen Vorgehensweise wurden die Beanspruchungen an Zügen in den Städten Hamburg, Karlsruhe, Nürnberg, Rostock und München untersucht. Mit Gewichten wurden unterschiedliche Beladungszustände simuliert und die Kollektive getrennt voneinander ausgewertet. Des Weiteren wurde unterschieden, ob sich der applizierte Radsatz in vor- oder nachlaufender Position befand. **Tabelle 5.1** zeigt eine Übersicht über die unternommenen Messfahrten.

Zusätzlich zu den Fahrten mit einem bekannten Beladungszustand wurden in jeder Stadt Messungen mit der Klassierbox im Fahrgastbetrieb gemacht. Die Klassierbox wurde dabei in regelmäßigen Abständen ausgelesen, die Mindestlaufzeit war ein kompletter Tag. Während dieser Zeit wurde das Fahrzeug sowohl in den Randzeiten als auch während der beiden Rush-Hours pro Tag betrieben. Die von der Klassierbox aufgezeichneten Werte entsprechen daher immer der Zusammenfassung eines gesamten Tages. Es ist zu erwarten, dass die Beanspruchungen im Fahrgastbetrieb immer zwischen den gemessenen Leer- und Volllasten liegen müssen.

Alle ermittelten Kollektive sind in einer Datenbank gespeichert, die

insgesamt 1074 Einträge enthält.

- Aufgeteilt nach Städten gehören
  - 209 Kollektive zu Hamburg
  - 312 Kollektive zu Karlsruhe
  - 328 Kollektive zu München
  - 121 Kollektive zu Nürnberg und
  - 104 Kollektive zu Rostock
- Von der Einbaulage entsprechen 514 Kollektive dem rein vorlaufenden Fall, in 410 Fällen war die Radsatzwelle nachlaufend eingebaut. 150 mal handelt es sich um Mischkollektive, die jeweils zu 50% Messdaten aus vor- und zu 50% aus nachlaufenden Fahrten enthalten.
- Die Beladung verteilt sich wie folgt:
  - 236 Kollektive bei voller Beladung
  - 182 Kollektive bei 2/3 Beladung
  - 104 Kollektive bei 1/3 Beladung
  - 382 Kollektive bei leerem Fahrzeug
  - Bei 170 Kollektiven ist die Beladung unbekannt bzw. über die Messdauer nicht konstant. Sie wurden mit Hilfe der Klassierbox im Fahrgastbetrieb aufgezeichnet.
- Insgesamt liegen 748 Kollektive aus Biegemessstellen und 278 Kollektive aus Torsionsmessstellen vor. Die restlichen 48 Kollektive entstammen aus Viertelbrücken Messstellen, die weder bieigungs- noch torsionskompensiert sind.

Der Datenbank liegen insgesamt 150.884 Messkilometer zu Grunde, die sowohl im Laufe von begleiteten als auch unbegleiteten Messungen entstanden sind. Einen großen Anteil an dieser hohen Laufleistung macht die Langzeitmessung der Klassierbox in München aus.

---

Hier wurde über insgesamt 34 Wochen im Fahrgastbetrieb gemessen. Die Klassierbox wurde jeden Morgen, bevor der Zug aus dem Betriebshof auslief, mit frischen Batterien bestückt. Am Ende einer Woche wurden die Daten ausgelesen und archiviert. Ein einzelnes Messkollektiv enthält damit die „Gesamterfahrung“ der Radsatzwelt einer gesamten Woche.

Die 150.884 Messkilometer teilen sich wie folgt auf:

- In begleiteten Messfahrten wurden Beanspruchungen über insgesamt 6.076 km aufgezeichnet. Davon wurden
  - 1.149 km in Hamburg
  - 1.178 km in Karlsruhe
  - 1.301 km in München
  - 1.044 km in Nürnberg und
  - 1.405 km in Rostock gemessen
- Die unbegleiteten Messfahrten weisen eine Gesamtlänge von 144.808 km auf. Sie teilen sich wie folgt auf:
  - 1.615 km in Hamburg während einer Woche
  - 130.412 km in München während 34 Wochen. Unter den Messwochen befindet sich auch die letzte September bzw. die erste Oktoberwoche, in der das Fahrzeug auf der Strecke entlang der Theresienwiese (Oktoberfest) eingesetzt war.
  - 10.747 km in Nürnberg, aufgezeichnet in insgesamt 7 Wochen
  - 2.034 km in Rostock, aufgezeichnet über 10 Tage

Der Autor möchte an dieser Stelle noch einmal recht herzlich den Mitarbeitern der beteiligten Nahverkehrsbetrieben danken, ohne deren sehr engagierten Einsatz dieses Messprojekt nicht möglich gewesen wäre.

## 5.5. Bewertung von Messkollektiven

Amplitudenkollektive stellen eine Häufigkeitsverteilung von Beanspruchungen dar und haben daher zweidimensionale Gestalt. Dies macht einen direkten Vergleich untereinander schwierig, eine klare Beziehung wie z. B. „größer als“ oder „gleich“ existiert nicht. Die Umrechnung eines Kollektivs in einen skalaren Wert erlaubt Vergleiche und auch Bewertungen durch Regelwerke. Ferner können so Aussagen über Mittelwert und Standardabweichung von Kollektiven getroffen werden.

Eine solche Umrechnung ist über die Schädigungsrechnung möglich und kann auf verschiedene Arten ermittelt werden. Drei verschiedene Methoden sollen im Folgenden vorgestellt und hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit bewertet werden. Der Begriff der äquivalenten Amplitude ist an mehreren Stellen in der Literatur zu finden, jedoch mit unterschiedlichen Bedeutungen. In den entsprechenden Abschnitten wird auf die entsprechenden Literaturstellen hingewiesen.

### 5.5.1. Bewertung mittels der Schadenssumme

Sind eine Wöhlerlinie, eine Modifikation der Palmgren/Miner-Regel und eine relative Schadenssumme gegeben, kann ein Beanspruchungskollektiv mit Hilfe der linearen Schadensakkumulationsrechnung in eine Schadenssumme  $D$  umgerechnet werden, vgl. Abschnitt 3.4.  $D$  verhält sich genau umgekehrt nfpportional zur rechnerischen Lebensdauer  $\hat{N}$

$$D \sim \frac{1}{\hat{N}} \quad (5.3)$$

Die Schadenssumme kann zur Bewertung eines vorliegenden Kollektivs verwendet werden. Liegen mehrere Kollektive mit den Schadenssummen  $D_1$  und  $D_2$  vor, können diese direkt zum Vergleich untereinander verwendet werden. Gilt  $D_1 = k \cdot D_2$ , so kann Kollektiv

---

Nr. 1 als  $k$ -mal „härter“ angesehen werden als Kollektiv Nr. 2. Über die Schadenssummen kann ferner eine Aussage über die Streuung von mehreren Kollektiven erfolgen. Als Verteilungsfunktion wird die Log-Normalverteilung zu Grunde gelegt, vgl. [Guth87].

### 5.5.2. Bewertung mittels der schädigungsäquivalenten (wiederholungsäquivalenten) Amplitude

In [Häne03a] wird die „Äquivalentenspannungsamplitude“ wie folgt definiert:

*Die Äquivalentenspannungsamplitude ist eine dem Spannungskollektiv schädigungsgleiche konstante Spannungsamplitude mit einer zugeordneten Zyklenzahl gleich der Knickpunktzyklenzahl der Bauteil-Wöhlerlinie  $N_D$  [...]*

Der später angegebene Algorithmus zur Berechnung entspricht dann der weiter unten erläuterten auslastungsäquivalenten Amplitude. In [Haib02] findet sich die mathematisch beschriebene Umsetzung der oben genannten Definition. Die Ermittlung eines schädigungsgleichen Rechteckkollektivs wird im Folgenden erläutert.

Aus der in Abschnitt 3.4 erläuterten Schädigungsrechnung ergibt sich die Schadenssumme eines mehrstufigen Kollektivs  $D_m$ . Die schädigungsäquivalente Amplitude  $S_{\text{äq},D}$  ist ein Einstufenkollektiv mit der Schädigung  $D_e$ , wobei gilt  $D_e = D_m$ . Zur Berechnung muss der Umfang des schädigungsgleichen Einstufenkollektivs  $H_{\text{äq},D}$  vorgegeben werden. In vielen praktischen Fällen wird hier  $H_{\text{äq},D} = N_D$  gesetzt, wodurch die schädigungsäquivalente Amplitude einfach mit der Dauerfestigkeit der Wöhlerlinie verglichen werden kann. Nach außen hin bekommt damit der rechnerische Nachweis die Form eines Dauerfestigkeitsnachweises, obwohl sich eine Betriebsfestigkeitsrechnung dahinter verbirgt.

Die schädigungsäquivalente Amplitude ist somit eine Funktion der Schwingspielzahl, die sich wiederum aus dem Umfang des Äquivalentkollektivs, der Schadenssumme des mehrstufigen Kollektivs und

der relativen Schadenssumme berechnet:

$$S_{\ddot{a}q,D} = S_a(N) = S_a \left( \frac{H_{\ddot{a}q,D}}{D_m} \right) \quad (5.4)$$

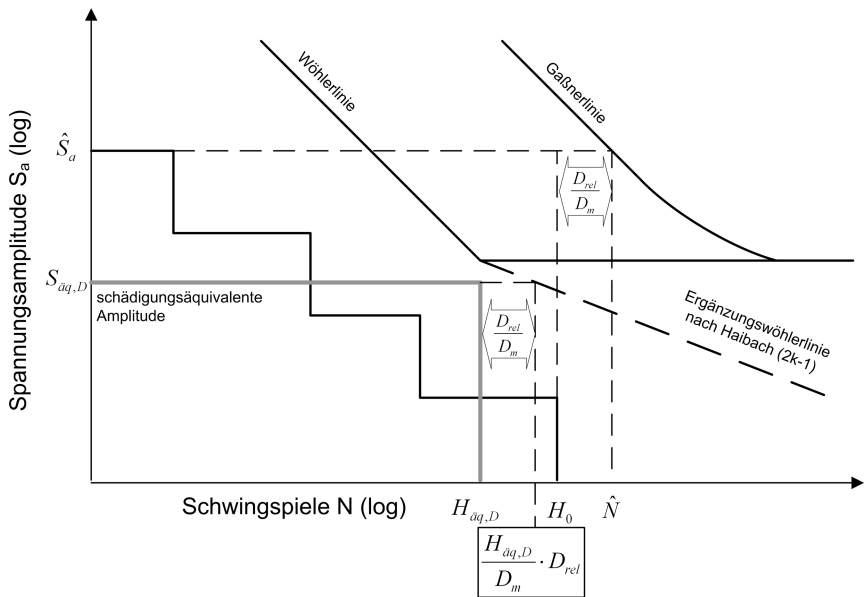
Dabei gibt die Funktion  $S_a(N)$  die Spannungsamplitude der Wöhlerlinie zu einer vorgegebenen Schwingungszahl  $N$  wieder. Hierbei ist die verwendete Modifikation zu berücksichtigen: Ist  $N$  größer als die Ecklastschwingungszahl, ist die zugehörige Spannungsamplitude gemäß der Ergänzungswöhlerlinie zu berechnen (also z. B. mit der Neigung  $k^* = 2k - 1$  bei der Modifikation nach Haibach).

Die so errechnete Einstufenbeanspruchung suggeriert eine Schädigung, auch wenn sie unterhalb der Dauerfestigkeit liegt. Dies widerspricht zwar der klassischen Auffassung der Betriebsfestigkeitsrechnung, ist aber nur konsequent, da es sich im rechnerischen Sinne um einen Betriebsfestigkeitsnachweis handelt.

Da bei Lebensdauerrechnungen häufig eine relative Schadenssumme  $D_{\text{rel}}$  definiert wird, bei der das rechnerische Versagen eintritt, erscheint es sinnvoll, dieser Festlegung bei der Definition der schädigungsäquivalenten Amplitude Rechnung zu tragen. Das sich ergebende Rechteckkollektiv soll in Schwingungszahlrichtung den gleichen Abstand zur Wöhlerlinie haben wie das mehrstufige Kollektiv zur Gaßnerlinie. Um dies zu erreichen wird Gleichung 5.4 wie folgt modifiziert:

$$S_{\ddot{a}q,D} = S_a(N) = S_a \left( \frac{H_{\ddot{a}q,D}}{D_m} \cdot D_{\text{rel}} \right) \quad (5.5)$$

Durch diese Anpassung ist der Name „schädigungsäquivalent“ streng genommen nicht mehr zutreffend. Das Rechteckkollektiv hat die gleiche Wiederholbarkeit wie das mehrstufige Kollektiv. Der Name „wiederholungsäquivalente Amplitude“ wäre daher zutreffender. **Abbildung 5.5** verdeutlicht das Prinzip grafisch.



**Abbildung 5.5.:** Schematische Darstellung der wiederholungsäquivalenten Amplitude

### 5.5.3. Bewertung mittels der auslastungsäquivalenten Amplitude

Eine andere Methode zur Bestimmung der „Äquivalentamplitude“ wird in [Häne03b] und [Trau04] vorgeschlagen. Wie bereits im letzten Abschnitt erwähnt, entspricht auch die Berechnungsvorschrift aus [Häne03a] der nun vorgestellten Betrachtungsweise. Hier bezieht sich die Äquivalenz nicht auf die Schadenssumme, sondern auf die Auslastungsgrade des mehr- und des einstufigen Kollektivs. Die auslastungsäquivalente Amplitude ist daher identisch mit dem ebenfalls in einigen Literaturstellen verwendeten RFS-Wert (required fatigue strength), vgl. [Wess02]. Für den RFS-Wert wird die Bemessungswöhlerlinie in ihrer Höhe variiert, wobei die Parameter  $k$



und  $N_D$  festgehalten werden. Das Verfahren ist daher mit dem nun folgend erklärten gleichzusetzen.

Für die Definition einer Bezugswöhlerlinie sind an dieser Stelle die Parameter Ecklastschwingenspielzahl  $N_D$  und die Neigung  $k$  notwendig. Um die Berechnung durchführen zu können, muss des Weiteren eine relative Schadenssumme und eine Palmgren-Miner-Modifikation festgelegt werden.

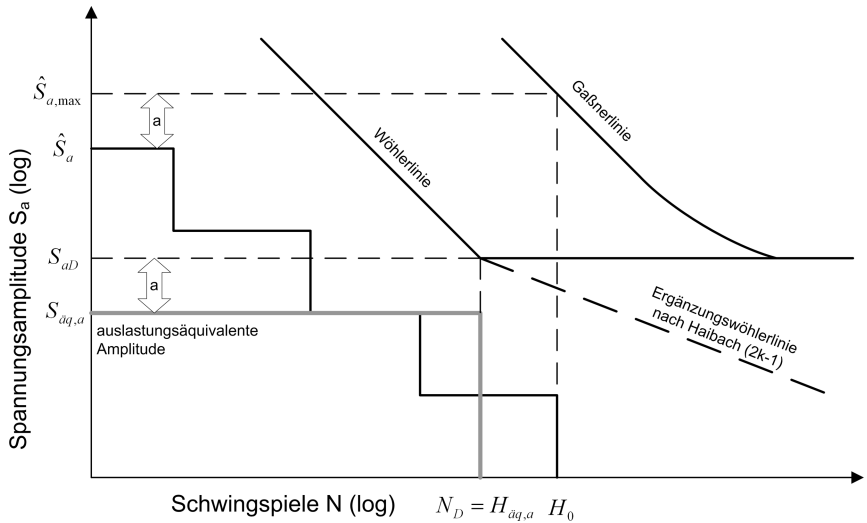
Die relevante Größe ist die Auslastung  $a$  in Amplitudenrichtung. Die Größe bezeichnet den Faktor, mit dem das mehrstufige Kollektiv linear in Amplitudenrichtung skaliert werden muss, so dass sich das Versagen rechnerisch exakt nach einem Durchlauf des Kollektivs (bei  $H_0$ ) ergibt. Die Ermittlung dieses Wertes ist nicht analytisch durchführbar, sondern bedarf einer iterativen Rechnung. Der Umfang des auslastungsäquivalenten Kollektivs  $H_{\ddot{a}q,a}$  muss vorgegeben werden. Mindert man den zu diesem Umfang gehörenden Wert der Wöhlerlinie  $S(H_{\ddot{a}q,a})$  um den Faktor  $a$  ab, so ergibt sich die auslastungsäquivalente Amplitude

$$S_{\ddot{a}q,a} = \frac{S(H_{\ddot{a}q,a})}{a} \quad (5.6)$$

Die Funktion  $S(H_{\ddot{a}q,a})$  ordnet der Schwingenspielzahl  $H_{\ddot{a}q,a}$  den zugehörigen Amplitudenwert der Wöhlerlinie zu. Das so errechnete Einstufenkollektiv kann um den gleichen Faktor  $a$  in Amplitudenrichtung erhöht werden wie das mehrstufige Kollektiv, **Abbildung 5.6**. Es ist jedoch im Allgemeinen nicht schädigungsgleich!

### 5.5.4. Vergleich der verschiedenen Bewertungsmethoden

In [Davi08] wird ein allgemeiner Vergleich zwischen den Methoden der äquivalenten Amplituden dargestellt. Dabei werden synthetische



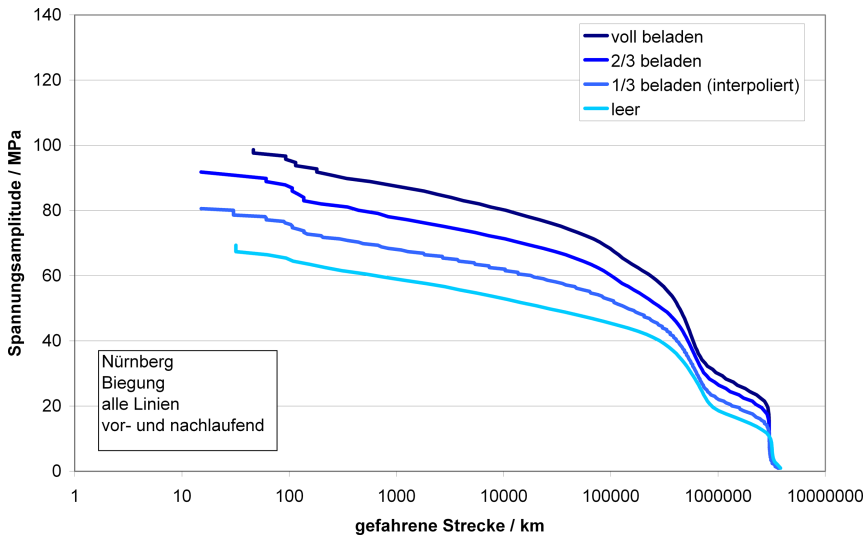
**Abbildung 5.6.:** Schematische Darstellung der auslastungsäquivalenten Amplitude

Kollektive der Funktionsvorschrift

$$H = H_0^{1 - \left(\frac{S_a}{\hat{S}_a}\right)^\nu} \quad (5.7)$$

generiert, um den Einfluss der Kollektivform herauszustellen. Da sich typische Kollektive von Radsatzwellen nicht exakt durch Formel 5.7 darstellen lassen, wird in dieser Arbeit der Vergleich anhand von real gemessenen Kollektiven durchgeführt.

Es wird erwartet, dass die Biegebeanspruchung der Radsatzwelle linear mit der Achslast ansteigt. Ein visueller Vergleich von Kollektiven bei verschiedenen Beladungszuständen ist in **Abbildung 5.7** gegeben. Die einzelnen Schwingspiele sind hier über den Raddurchmesser in gefahrene Kilometer umgerechnet und die Kollektive auf 3 Mio. km extrapoliert.



**Abbildung 5.7.:** Die Beanspruchung steigt linear mit der Zuladung, Messkollektive aus Nürnberg

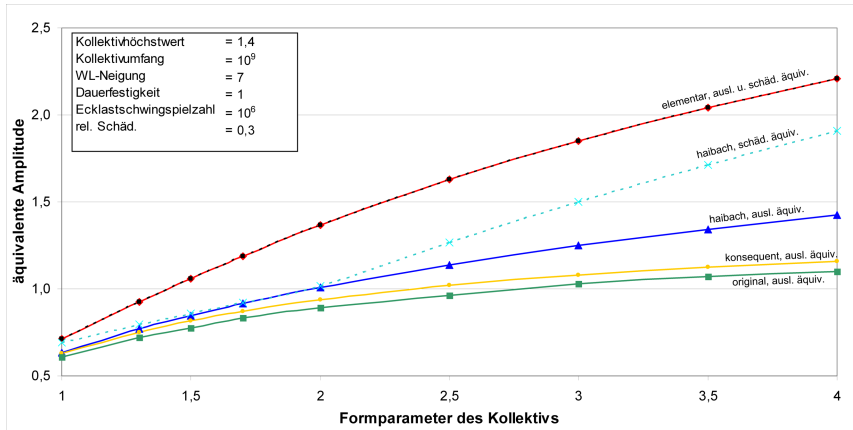
In Nürnberg und Karlsruhe wurden Messfahrten mit drei Beladungszuständen unternommen (Nürnberg: leer, 2/3, voll; Karlsruhe: leer, 1/3, 2/3). Anhand dieser Messfahrten lässt sich der Unterschied zwischen verschiedenen Beladungen bei ansonsten gleichbleibenden Randparametern untersuchen.

Wird ein Kollektiv in Lastrichtung extrapoliert, d. h. jede Stufe mit einem konstanten Faktor multipliziert, nimmt die Schadenssumme aufgrund der Exponentialfunktion der Wöhlerlinie überproportional zu. Für die Abbildung von linearen Einflüssen ist sie damit eher ungeeignet.

Beide Varianten der äquivalenten Amplitude sind von ihrem linearen Verhalten her für die Bewertung von Beanspruchungskollektiven geeignet. Die Unterschiede zwischen den Berechnungsvarianten lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- 
- **Gleichwertigkeit bei Miner elementar:** Bei Verwendung der elementaren Miner-Regel führen beide Methoden der äquivalenten Amplitude zum gleichen Ergebnis.
  - **Vorteil der schädigungsäquivalenten Amplitude:** Bei der klassischen Betriebsfestigkeitsrechnung wird die lineare Schadensakkumulation unterstellt. Auf Basis dieser Annahme ist eine Modifikation des Kollektivs nur unter Beibehaltung der rechnerischen Schadenssumme zulässig. Dieser Einschränkung wird nur bei der schädigungsäquivalenten Amplitude Rechnung getragen.
  - **Nachteil der schädigungsäquivalenten Amplitude:** Die schädigungsäquivalente Amplitude benötigt in den meisten Anwendungsfällen die Definition einer Wöhlerlinie unterhalb der Dauerfestigkeit. So ist es z. B. nicht möglich, bei Verwendung der originalen oder konsequenten Miner-Regel, ein Rechteckkollektiv mit  $H_{\ddot{a}q} = N_D$  und einer Schadenssumme von  $D_e = 0,2$  zu generieren. Daher sind Berechnungen bei Verwendung dieser Modifikation im Allgemeinen nur auslastungsäquivalent möglich. Der hierzu erforderliche Mehraufwand zur Berechnung ist akzeptabel.
  - **Vorteil der auslastungsäquivalenten Amplitude:** Die auslastungsäquivalente Amplitude ist unabhängig von der Höhe der gewählten Dauerfestigkeit. Die Definition der Bezugswöhlerlinie ist daher einfacher, da nur noch eine passende Neigung bzw. Ecklastschwingspielzahl benötigt wird.

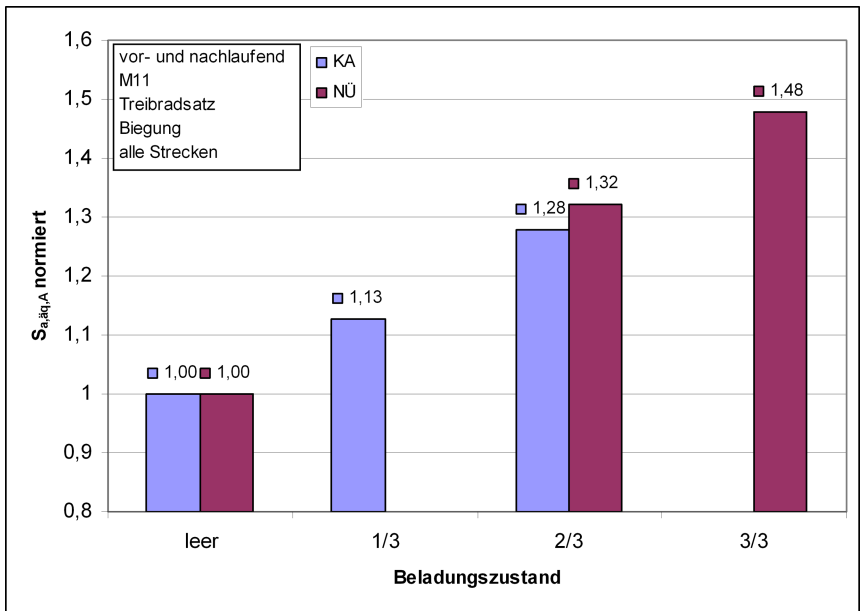
Gerade die letzten beiden Punkte lassen die Anwendung der auslastungsäquivalenten Amplitude einfacher und anwendungsbezogener erscheinen. Obligatorisch ist die Bewertung des Unterschieds zwischen den beiden Methoden. **Abbildung 5.8** zeigt die Variation des Formparameters eines mathematischen Kollektivs und dessen Einfluss auf die äquivalente Amplitude.



**Abbildung 5.8.:** Die äquivalenten Amplituden in Abhängigkeit von dem Formparameter  $\nu$  [Davi08]

In [Jenn04] werden Formparameter für Messkollektive eines ICE 3 ermittelt. Dabei bewegt sich der Parameter  $\nu$  zwischen 1 und 2,2. In [Otte08] werden die Formparameter für Kollektive des Nahverkehrs bestimmt. Es ergeben sich hierbei höhere Werte für  $\nu$  bis hin zu 3,1. Bei diesem Wert unterscheiden sich die auslastungs- und die schädigungsäquivalente Amplitude um ca. 25 %, wobei die schädigungsäquivalente Amplitude den größeren Wert ergibt. Da beide rechnerischen Varianten der äquivalenten Amplitude ihre Berechtigung haben ist der Vergleich der Zahlenwerte mit z. B. Spannungswerten aus dem Regelwerk qualitativer Natur. Der Autor sieht jedoch die Möglichkeit, mit Hilfe dieses Vergleichs auf Dauer Erfahrungen in der Auslegung von Radsatzwellen zu erlangen, so dass sich die Bewertung mittels einer äquivalenten Amplitude auch in Bezug auf qualitative Aussagen nutzen lässt.

Insgesamt überwiegen aus Sicht des Autors die Vorteile der auslastungsäquivalente Amplitude. Damit wird der Empfehlung aus [Trau04] gefolgt, worin das gleiche Vorgehen zur Bewertung von

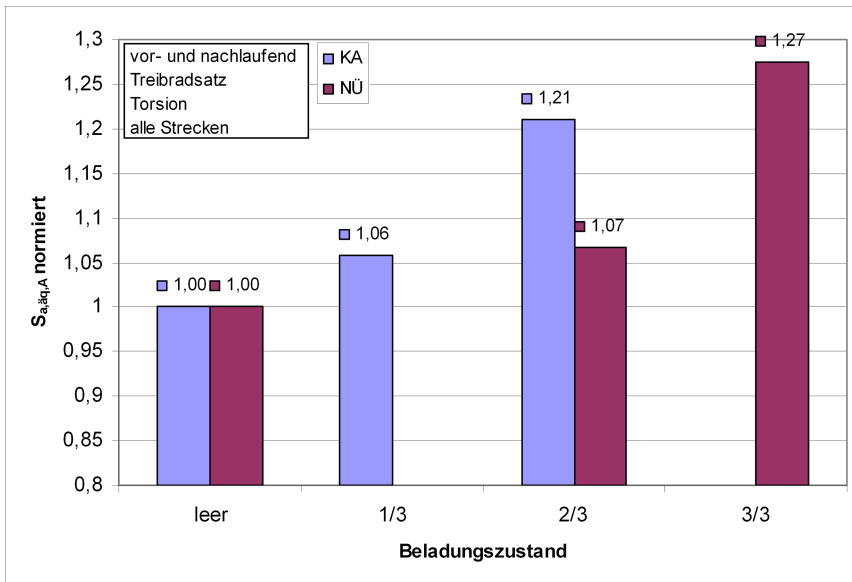


**Abbildung 5.9.:** Die äquivalente Amplitude von Biegemessstellen wächst linear mit der Zuladung

Messkollektiven empfohlen wird.

In **Abbildung 5.9** sind die auslastungsäquivalenten Amplituden von Biegemessstellen verschiedener Beladungen, bezogen auf die der Leerlast, dargestellt. Die für die Rechnung notwendige Wöhlerlinie wurde wie in Abschnitt 5.6 festgelegt definiert. Für beide Züge ist ein linearer Zusammenhang zu erkennen, d. h. die äquivalenten Amplituden verhalten sich gemäß der Beladungszustände. Im Umkehrschluss kann somit durch einen Vergleich der äquivalenten Amplituden auf die an Bord herrschende Zuladung geschlossen werden. Dieser Umstand wird bei der Auswertung der mit Hilfe von Klassierboxen aufgezeichneten Daten ausgenutzt.

Im Gegensatz zur Biegung konnte für die Höhe der äquivalenten



**Abbildung 5.10.:** Für die äquivalente Torsionsamplitude konnte kein linearer Einfluss nachgewiesen werden

Torsionsamplitude kein linearer Zusammenhang mit der Beladung nachgewiesen werden, **Abbildung 5.10**. Die Beanspruchung wächst zwar mit zunehmender Beladung, allerdings lässt sich aufgrund der wenigen vorhandenen Datenpunkte keine Gesetzmäßigkeit ableiten. Da bei den Messfahrten in Karslsruhe und Rostock nicht genügend Gewichte zur Verfügung standen, um das Fahrzeug mit seiner maximal zulässigen Beladung auszustatten, wurden dort nur Messfahrten mit 2/3 der maximalen Zuladung durchgeführt. Es kann davon ausgegangen werden, dass das äquivalente Torsionsmoment im voll beladenen Zustand größer ist. Für eine quantitative Aussage reicht diese Erkenntnis jedoch nicht aus.

---

**Resümee:**

Die auslastungsäquivalente Amplitude ist geeignet, um die Schädigung von Messkollektiven durch einen Skalar darstellen zu können. Insbesondere wird der lineare Einfluss der Zuladung gut repräsentiert. Sie wird im Folgenden für den Vergleich von Kollektiven herangezogen.

## 5.6. Festlegung einer Wöhlerlinie

Allen drei Methoden ist gemein, dass eine Wöhlerlinie zur Durchführung einer Lebensdauerrechnung nach dem Nennspannungskonzept definiert werden muss. Radsatzwellen werden bis zum heutigen Zeitpunkt nach dem Dauerfestigkeitsprinzip (Safe-Life-Concept) ausgelegt, daher sind verfügbare Versuchsdaten im Zeitfestigkeitsbereich rar. Untersuchungen sind z. B. bei [Egel66] zu finden. Hinsichtlich der Beanspruchbarkeit von Radsatzwellen sind im Rahmen eines Forschungsprojekts an der TU Clausthal umfangreiche Untersuchungen an Proben im Größenverhältnis 1:1 und 1:3 durchgeführt worden, vgl. [Trau04]. In **Tabelle 5.2** sind die Wöhlerlinienparameter von verschiedenen Untersuchungen aufgelistet.

Alle in dieser Arbeit betrachteten Radsatzwellen sind aus dem Werkstoff A4T gefertigt. Die mittlere Neigung über alle Wöhlerlinien bei diesem Werkstoff beträgt  $k = 7,4$ . In [Trau04, Trau05] wird als Zusammenfassung aller Ergebnisse vorgeschlagen, folgende Parameter für eine betriebsfeste Bemessung von Radsatzwellen zu verwenden:

- Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden:  $k = 7$
- Ecklastschwingspielzahl:  $N_D = 1.000.000$
- effektive Schadenssumme:  $D_{\text{eff}} = 0,3$
- Modifikation der Miner-Regel nach Haibach ( $2k - 1$ )



Quelle	Anzahl Versuchspunkte	Werkstoff	$k$	$s_{\log}$	$K_t$	$\sigma_{avD}$	mittlere Neigung
DB Ber. 79		30Mn5	7,5	0,062	1,37	273	7,5
DB AG II	23	34CrNiMo6		0,091		382	
DB Ber. 54/57	6	A1N	8,6	0,077	2,03	236	8,65
DB Ber. 54/57	5	A1N		0,047	1,34	237	
DB Ber. 68	5	A1N	8,7	0,052	1,85	252	
DB Ber. 68*	5	A1N	18,5	0,044		134	18,5
DB Ber. 84	11	ca. A1N		0,032	1,86	273	
DB Ber. 60		A4T		0,01	1,72	388	7,4
DB Ber. 68	9	A4T	10,7	0,089	1,85	304	
DB Ber. 68	10	A4T	6,4	0,054	1,37	271	
LBF	5	A4T	6,5	0,051	1,19	330	
LBF	3	A4T	5	0,051	2,02	360	
LBF	6	A4T	8,4	0,055	1,21	257	
DB AG I	23	A5T		0,326		364	

\* „Knüppelwelle“, ist mit den anderen Geometrien nicht vergleichbar

**Tabelle 5.2.:** Experimentell ermittelte Wöhlerliniendaten, entnommen aus [Trau04]

---

Die effektive Schadenssumme entspricht damit der Empfehlung in [Häne03a]. Die Wahl der Modifikation ergibt sich durch die pragmatische Beobachtung, dass die Modifikation elementar nicht zweckmäßig und die Modifikationen original und konsequent zu nachweislich nicht konservativen Lebensdaueraussagen führen.

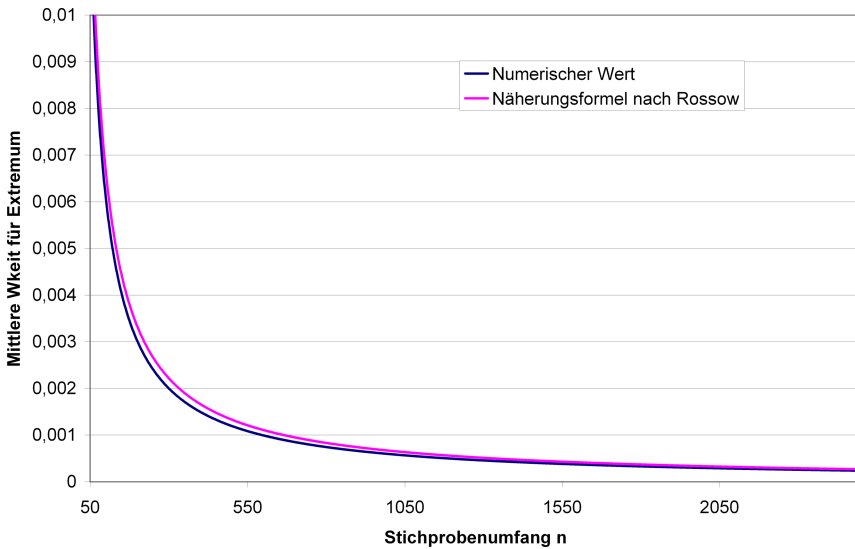
Um die Frage zu klären, welcher Fehler einkalkuliert werden muss, wenn die Neigung der Wöhlerlinie nicht genau bekannt ist, werden die auslastungsäquivalenten Amplituden  $S_{a,\ddot{u}q,A}$  aller vorhandenen Kollektive verglichen. Eine gängige Methode zur Darstellung des zu erwartenden Streubandes ist die Einzeichnung des Merkmals in ein Wahrscheinlichkeitsnetz. Hierzu werden die Merkmalswerte zunächst ihrer Größe nach geordnet und bekommen dann ihre entsprechende Wahrscheinlichkeit zugewiesen.

Rossow untersuchte verschiedene Möglichkeiten zur Verwendung einer Näherungsformel zur Zuweisung der Wahrscheinlichkeiten, da zu dieser Zeit deren numerisch „exakte“ Berechnung schlichtweg nicht oder nur mit unverhältnismäßig großem Aufwand möglich war. In seiner Veröffentlichung [Ross64] präsentierte er die Näherungsformel

$$P_{\ddot{u}} = \frac{3i - 1}{3n + 1}, \quad (5.8)$$

die eine gute Abbildung der numerischen Werte darstellt. Dabei ist  $i$  der Index in der Positionsliste, für den kleinsten Wert ist  $i = 1$ , für den größten ist  $i = n$  ( $n$  entspricht der Gesamtanzahl der Werte). Rossow gibt eine Gültigkeit für seine Formel bis zu einer Größenordnung von  $n = 50$  an. Da in dieser Arbeit wesentlich mehr Werten eine Wahrscheinlichkeit zugeordnet wird, muss zunächst geklärt werden, ob Formel 5.8 auch für mehr als 50 Werte Gültigkeit hat.

**Abbildung 5.11** zeigt den Unterschied zwischen der Näherungsformel nach Rossow und den numerischen Werten. Dargestellt ist dabei die Wahrscheinlichkeit, die bei einer vorgegebenen Werteanzahl  $n$



**Abbildung 5.11.:** Unterschied der Näherungsformel nach Rossow und der exakten Berechnung. Dargestellt ist die Wahrscheinlichkeit für den kleinsten Wert

dem kleinsten Wert zugewiesen wird. Der Unterschied zwischen der Näherungsformel und den exakten Werten beläuft sich bei  $n = 50$  Werten auf 8%, bis zu  $n = 2500$  steigt er auf 12% an. Im Rahmen der hier vorliegenden Anwendung kann die Rossow-Formel daher verwendet werden. Da die Methode zur Ermittlung der exakten Werte in [Ross64] nicht dargelegt wird, ist eine mathematische Erklärung in Anhang B zu finden.

In **Abbildung 5.12** sind die auslastungsäquivalenten Amplituden aller Messstellen, getrennt nach Biegung und Torsion, in ein Wahrscheinlichkeitsnetz für die Log-Normalverteilung eingetragen. Um der prinzipiellen Vergleichbarkeit Rechnung zu tragen, sind alle äquivalenten Spannungsamplituden  $S_{\text{äq},a}$  in ihre äquivalenten Momentamplituden  $M_{\text{äq},a}$  umgerechnet. Damit sind die Beanspruchungs-

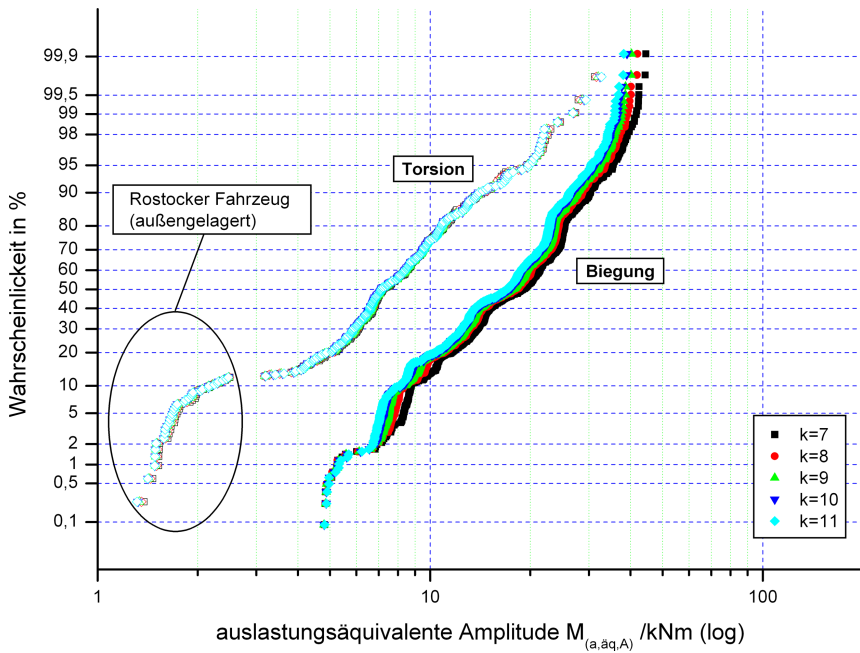
---

werte unabhängig vom Durchmesser der Radsatzwelle in der Messebene. Trotz der Grundlage verschiedener Trassierungen, verschiedener Beladungszustände usw. ergeben die Werte der Biegemessstellen in der graphischen Darstellung annähernd eine Gerade. Lediglich die Extremwerte weichen leicht von der Geradendarstellung ab. Es sei an dieser Stelle daran erinnert, dass die Verteilungsannahme einer Stichprobe generell nicht nachgewiesen werden kann. Ergibt die Stichprobe im entsprechenden Wahrscheinlichkeitsnetz annähernd eine Gerade, liegen lediglich nicht genügend Erkenntnisse vor, um eine Nicht-Zugehörigkeit der Stichprobe zur entsprechenden Verteilungsannahme nachzuweisen.

Erwartungsgemäß nimmt die auslastungsäquivalente Amplitude bei flacheren Neigungen (also größerem  $k$ ) ab. Der Unterschied zwischen den Werten  $k = 7$  (wie in [Trau04] vorgeschlagen) und  $k = 11$  (ein solcher Wert erscheint für den Werkstoff Stahl unrealistisch hoch) beträgt im Mittel ca. 10 %. Lediglich bei den größten vorkommenden Werten für  $S_{a,\ddot{u}q,A}$  wird der Unterschied deutlicher. Für kleine Werte verschwindet er fast völlig.

Es bleibt die Frage, mit welcher Wöhlerlinienneigung die Torsionskollektive in äquivalente Einstufenlasten umzurechnen sind. Versuchsdaten unter Torsionsbelastung liegen nicht vor, da die Torsion häufig als nicht relevanter Lastfall angesehen wird. Die Synthetischen Wöhlerlinien in [Gude95] machen bei der Neigung keinen Unterschied zwischen den verschiedenen Belastungsfällen. Die Autoren weisen jedoch darauf hin, dass nach neueren Erkenntnissen die Wöhlerlinie unter Torsionsbelastung flacher verläuft als bei Zug/Druck oder Biegung.

Aus den Darstellungen der Werte in den Wahrscheinlichkeitsnetzen ist zu ersehen, dass der Einfluss der Wöhlerlinienneigung eine praktisch nur untergeordnete Rolle spielt. Wie bei der Betrachtung der Biegekollektive bereits erwähnt, nimmt der Einfluss der Wöhlerlinienneigung mit fallender Beanspruchungshöhe ab. Zwischen den untersuchten Neigungen von  $k = 7$  bis  $k = 11$  ist praktisch



**Abbildung 5.12.:**  $S_{a,\ddot{a}q,A}$  aller Kollektive aus Biege- und Torsionsmessstellen bei unterschiedlichen Wöhlerlinienneigungen im normalverteilten Wahrscheinlichkeitsnetz

kein bedeutsamer Unterschied auszumachen.

In der Norm [EN13104] wird die Amplitude der Torsionsspannung ca. 10 bis 20 mal niedriger geschätzt als die gleichzeitig auftretende Biegespannung. Aus dem Gesamtvergleich kann dieser Eindruck für Nahverkehrszüge nicht bestätigt werden. Zwar liegen auch hier die Werte für die Torsion wesentlich tiefer als für die Biegung, allerdings beträgt der Unterschied im Mittel nur etwa Faktor 4.

---

**Resümee:**

Für die Umrechnung der Kollektive in skalare Größen wird eine Wöhlerlinie mit den Parametern  $k = 7$ ,  $N_D = 1 \cdot 10^6$  und eine effektive Schadenssumme  $D_{\text{eff}} = 0,3$  verwendet. Diese Parameter werden sowohl für Kollektive aus Biege- als auch aus Torsionsbeanspruchungen verwendet.

## 5.7. Extrapolation von Kollektiven

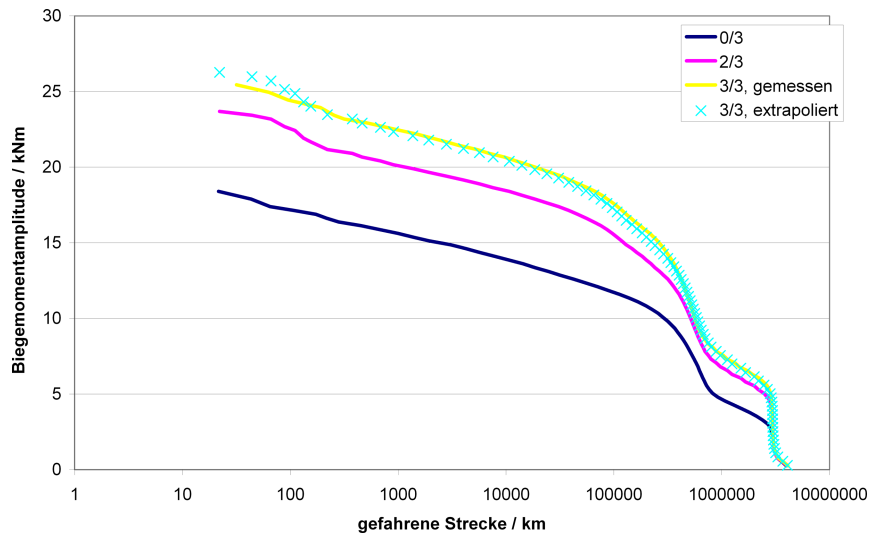
Bei begleiteten Messfahrten sind i.A. nur die Messtechniker und der Fahrzeugführer an Bord des Messzuges. Sowohl aus Komfortgründen für die Fahrgäste als auch zum Schutz der empfindlichen Messgeräte wird von einer gleichzeitigen Beförderung von Fahrgästen gleichzeitig zur Messung abgesehen. Eine Ausnahme bildet die Messung mit der Klassierbox, vgl. Abschnitt 5.3. Um die Beladungszustände zu messen wird der Zug mit Ersatzgewichten beladen. Meist handelt es sich dabei um handliche 20 kg Gewichte aus Stahl, die an den Sitzen und im Stehplatzbereich des Zuges verteilt werden.

Nicht in allen Verkehrsbetrieben standen genügen Beladungsgewichte zur Verfügung, um bei einer Messfahrt den nominellen 3/3 Beladungszustand zu erreichen. So wurde z. B. in Karlsruhe nur mit einer 2/3 Beladung gemessen. Für einen Vergleich der gemessenen Werte mit der Norm, deren Annahme für einen voll beladenen Zug gilt, müssen die Messwerte extrapoliert werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Extrapolation mittels der äquivalenten Amplituden vorgenommen. Im Abschnitt 5.5.4 wurde bereits auf den linearen Zusammenhang zwischen der auslastungsäquivalenten Amplitude und der Beladung eines Zuges eingegangen. Sind  $S_{\ddot{a}q,a,0/3}$  und  $S_{\ddot{a}q,a,2/3}$  die äquivalenten Amplituden für den leeren, bzw. den 2/3 beladenen Zustand, so ergibt sich der Extrapolationsfaktor  $j$  für das

2/3-Kollektiv wie folgt

$$j = 1 + \frac{(S_{\ddot{a}q,a,2/3} - S_{\ddot{a}q,a,0/3})}{2S_{\ddot{a}q,a,2/3}} \quad (5.9)$$

Die einzelnen Stufen des 2/3-Kollektivs werden mit dem Faktor  $j$  multipliziert, um das 3/3-Kollektiv anzunähern. **Abbildung 5.13** zeigt das Ergebnis anhand von Kollektiven des Nürnberger Verkehrsbetriebes. Hier wurden die drei Beladungszustände leer, 2/3 beladen und voll beladen gemessen. Nach der beschriebenen Methode wurde nun das Kollektiv für volle Beladung aus den beiden anderen extrapoliert und mit dem gemessenen verglichen. Das Ergebnis zeigt eine fast vollständige Übereinstimmung des Kollektivverlaufs. Geringe Unterschiede zeigen sich nur in den hohen Beanspruchungen, die selten während einer Messfahrt auftreten. Aus Sicht der Betriebsfestigkeit haben diese Schwingspiele nur eine untergeordnete Bedeutung.



**Abbildung 5.13.:** Vergleich des gemessenen und des extrapolierten 3/3-Kollektivs, Nürnberg, alle Linien, vor- und nachlaufend



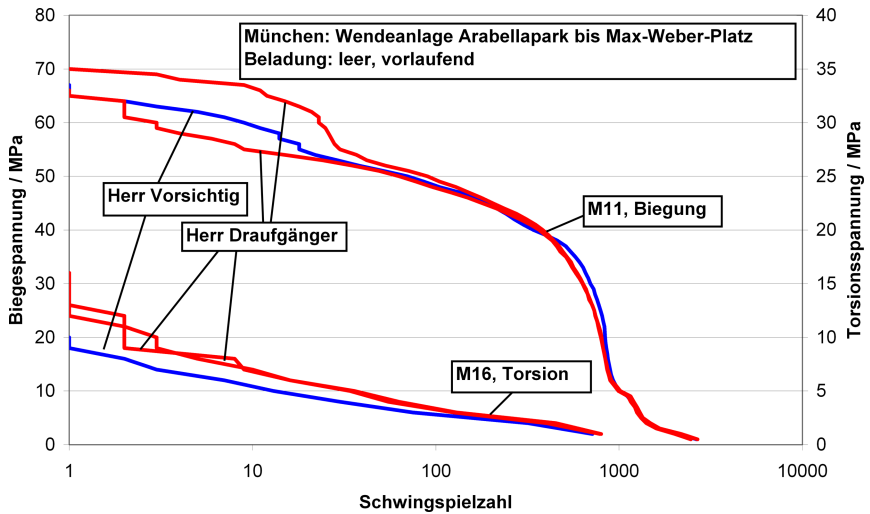
## **6. Auswertung der begleiteten Messfahrten**

Um die Beanspruchung von Radsatzwellen im Schienennahverkehr zu bestimmen, wurden im Rahmen der Untersuchungen zu dieser Arbeit Messfahrten mit insgesamt fünf Nahverkehrszügen durchgeführt. Jeder Zug verkehrt in einer anderen Stadt mit jeweils unterschiedlichen Schienennetzen. Gemessen wurden die Beanspruchungen in München, Nürnberg, Hamburg, Karlsruhe und Rostock. Unter den Verkehrsbetrieben gibt es sowohl solche mit reinen U-Bahn Betrieben, die keinerlei Kreuzungspunkte mit dem Straßenverkehr haben (z. B. Hamburg), als auch klassische Straßenbahnbetriebe (z. B. Rostock). Diverse Einflussmerkmale auf die Radsatzwellenbeanspruchung können durch den Vergleich der Messwerte herausgearbeitet werden. Die Ergebnisse aus den Messfahrten mit einem definierten Beladungszustand werden in diesem Kapitel dargelegt.

### **6.1. Fahrereinfluss**

Den Einfluss der Trassierung bemerkt der Fahrgast an Bord eines Nahverkehrszuges direkt. Eine schnelle bogenreiche Fahrt durch die U-Bahntunnel von Hamburg haben eine deutlich dynamischere Wirkung als die geraden Gleisführungen, wie sie z.B. in weiten Teilen des Nürnberger Streckennetzes zu finden sind.

Während der Messfahrten waren oft unterschiedliche Fahrer eingesetzt. Im direkten Vergleich gibt es das subjektive Empfinden als Fahrgast, dass es sowohl den dynamischen als auch den eher gemäch-



**Abbildung 6.1.:** Verschiedene Fahrer im Vergleich: München, Strecke von 4 Haltestationen, vorlaufend, leer

lichen Fahrertyp gibt. In der Automobilbranche werden Fahrwerkskomponenten oftmals nach dem sogenannten 1%-Fahrer ausgelegt, also dem Fahrer, der durch seinen Fahrstil eine solche Beanspruchung erzeugt, wie nur 1% der gesamten Fahrzeugführer.

Die Gelegenheit, den Fahrereinfluss bei Nahverkehrszügen zu untersuchen, bietet sich anhand der Messkollektive aus München. Dort wurde während der Messfahrten die exakt gleiche Strecke unter gleichen Bedingungen mit zwei verschiedenen Fahrern abgefahren. Der subjektive Unterschied der Dynamik in Abhängigkeit von den Fahrzeugführern war beachtlich, die Auswertung der Biegebeanspruchung zeigt **Abbildung 6.1**. Aufgrund der kurzen Messstrecke, bei der ansonsten gleiche Bedingungen herrschten, sind die Umfänge der Kollektive gering. Daher sind sie in der Darstellung nicht auf drei Mio. km extrapoliert worden.

Alle drei dargestellten Kollektive der Biegemessstelle M11 sind qua-

si deckungsgleich, es ist also kein messbarer Einfluss des Fahrers auf die Biegebeanspruchung der Welle zu ermitteln. Die Unterschiede im Bereich des Kollektivhöchstwertes sind stochastischer Natur, wobei der „dynamische“ Fahrer bei zwei Fahrten einmal den größten und einmal den kleinsten Höchstwert produziert hat. Ab einer Summenhäufigkeit von etwa 40 Schwingspielen, ist kein signifikanter Unterschied zwischen den Kollektiven auszumachen.

Bei den Torsionskollektiven ist dagegen ein tendenzieller Unterschied zu bemerken. Hierbei scheint ein vorsichtiger Fahrer weniger Beanspruchung zu erzeugen als ein dynamischer. Da Torsionsbeanspruchung in erster Linie beim Beschleunigen und Abbremsen des Zuges auftritt, ist die Einflussnahme des Fahrers hierbei eher gegeben als bei der Biegung, die in erster Linie durch das Gewicht des Zuges bestimmt wird. Auch einem dynamischen Fahrer wird es kaum gelingen, die Fliehkräfte während der Bogendurchfahrt maßgeblich zu beeinflussen, da die Zuggeschwindigkeiten in den einzelnen Streckenabschnitten durch den Fahrplan vorgegeben sind.

Auf einen Vergleich der äquivalenten Amplituden wird in diesem Beispiel bewusst verzichtet, da die Kollektive einen zu geringen Umfang aufweisen. Die Extrapolation auf eine Fahrleistung von drei Mio. km würde das Bild verfälschen.

**Resümee:**

**Ein Fahrereinfluss, wie er z. B. bei der Auslegung von PKW berücksichtigt wird, ist bei Schienenfahrzeugen für Biegebeanspruchungen nicht nachzuweisen. Die Torsionsbeanspruchung weist Tendenzen eines Fahrereinflusses auf.**

## 6.2. Fahrtrichtungsvergleich

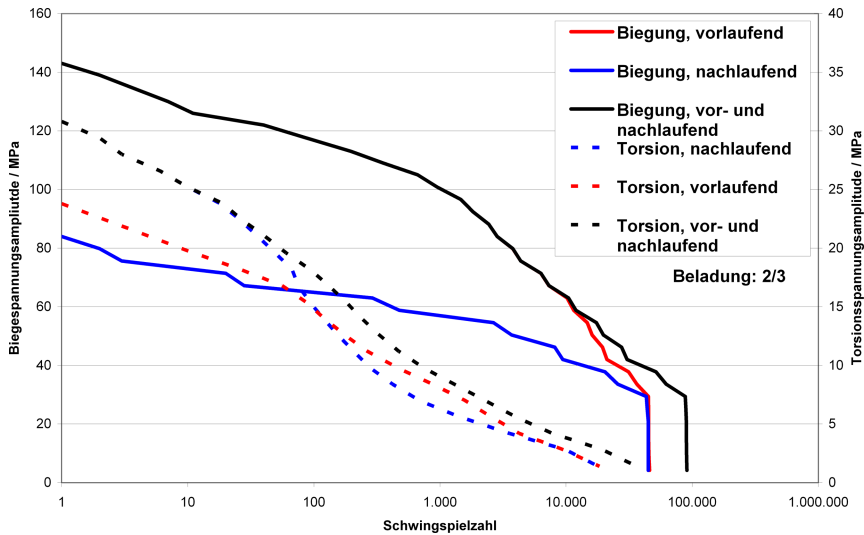
Die meisten im Einsatz befindlichen U- und S-Bahn-Fahrzeuge haben an beiden Enden des Zuges einen Fahrerstand und können gleichberechtigt sowohl in die eine als auch in die andere Richtung bewegt werden. In vielen Verkehrsnetzen, insbesondere bei U-

---

Bahnen, sind keinerlei Wendeschleifen vorhanden, d. h. der Zug muss zwangsläufig jeweils am Ende einer Strecke die Fahrtrichtung ändern. Beim Ändern der Fahrtrichtung wird der bislang vorlaufende Radsatz im Drehgestell zum nachlaufenden und umgekehrt. Beide Positionen kommen daher bei einer Radsatzwelle zwangsläufig gleich häufig vor. Doch auch bei Nahverkehrsbetrieben mit Zweirichtungsfahrzeugen, die Wendeschleifen in ihrem Schienennetz haben, kann im Allgemeinen davon ausgegangen werden, dass ein Radsatz während seiner Einsatzdauer beide Positionen gleichermaßen häufig einnimmt. Aber auch Verkehrsbetriebe, deren Gleisanlagen Wendeschleifen aufweisen, bestätigen diese Aussage.

Häufig bilden Straßenbahnfahrzeuge eine Ausnahme zu dieser Regel. Hier ist im Allgemeinen nur ein voll ausgestatteter Fahrerstand vorhanden und an jeder Endhaltestelle befindet sich eine Wendeanlage. Am hinteren Ende des Fahrzeugs ist lediglich ein Notfahrerstand vorhanden, mit dem das Fahrzeug ggf. rückwärts rangiert werden kann. Dies erfolgt bis auf wenige Ausnahmefälle nur innerhalb des Betriebshofes, womit der Anteil der rückwärts zurück gelegten Strecke als vernachlässigbar gering gelten kann. Die Radsatzwellenposition ist daher über die gesamte Einsatzdauer hinweg konstant vor- bzw. nachlaufend. Ein Tausch der Position wäre evtl. durch Vertauschen der Radsatzwellen im Drehgestell in der Werkstatt möglich. Einige Betriebe dokumentieren die Einsätze ihrer Wellen sehr genau und können daher über die Position im Wagen zusammen mit der Angabe, wie viele Kilometer das Fahrzeug in dieser Zeit zurückgelegt hat, detailliert Auskunft geben. In der vorliegenden Arbeit ist lediglich das untersuchte Fahrzeug aus Rostock ein Einrichtungsfahrzeug.

Allgemein bekannt ist die Tatsache, dass der vorlaufende Radsatz wesentlich höheren Biegebeanspruchungen ausgesetzt ist als der nachlaufende. Der erste Radsatz ist an der Spurführung wesentlich stärker beteiligt als der nachlaufende, insbesondere beim Einlaufen in einen Bogen. **Abbildung 6.2** zeigt den Unterschied zwischen den beiden Positionen und eines Gesamtkollektivs, bei dem beide

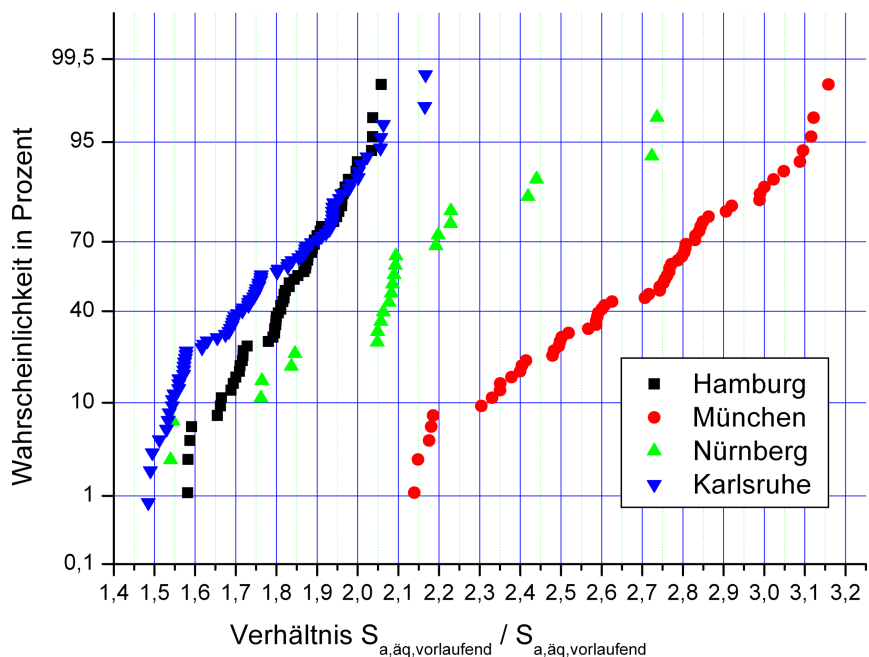


**Abbildung 6.2.:** Vergleich der Beanspruchungen von vor- und nachlaufender Radsatzwelle, Karlsruhe Albtalbahn, M01 TRS

Richtungen erhalten sind.

Es ist zu sehen, dass der nachlaufende Radsatz erst ab einer Lastwechselamplitude von ca. 60 MPa nennenswert in das Gesamtkollektiv der Biegung eingeht. Die darüber liegenden Amplituden weisen eine zu geringe Häufigkeit auf. Im Gegensatz zur Biegung ist bei der Torsion keine klare Schädigungsdominanz der vorlaufenden Welle zu beobachten. Im dargestellten Fall liefert sogar die nachlaufende Welle höhere Torsionsbeanspruchungen als die vorlaufende.

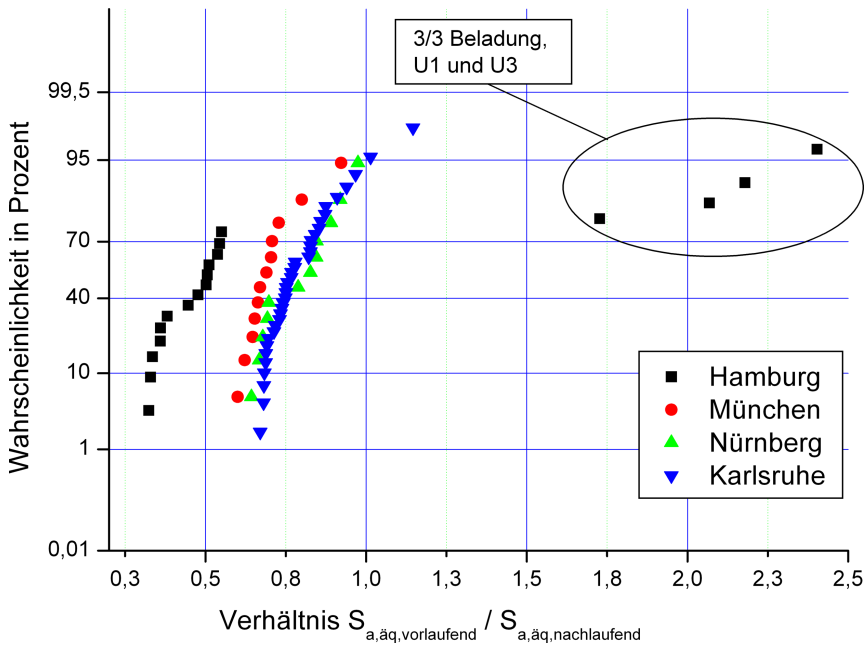
Eine systematische Auswertung aller gemessenen Kollektive aus begleiteten Messfahrten liefert einen mittleren Überhöhungsfaktor der Biegebeanspruchung zwischen vor- und nachlaufender Welle in der Größenordnung von etwa 1,8 bis 2,8, **Abbildung 6.3**. Die Unterschiede zwischen den verschiedenen Netzen sind deutlich zu erkennen. Sie führen neben den unterschiedlichen Mittelwerten auch zu unter-



**Abbildung 6.3.:** Überhöhungsfaktor zwischen Biegebeanspruchungen vor- und nachlaufender Radsatzwellen aufgeteilt auf verschiedene Netze

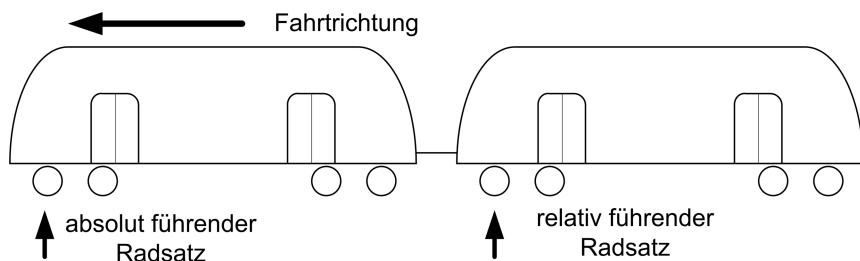
schiedlichen Streuungen. In keinem Fall ist die Beanspruchung der nachlaufenden Welle höher als die der vorlaufenden.

Die Auswertung der Torsionsbeanspruchungen ist in Abbildung 6.4 dargestellt. Die nachlaufende Radsatzwelle zeigt hier im Mittel deutlich höhere Beanspruchungen. Während im Hamburger Netz bei der Biegung eher kleinere Unterschiede zwischen vor- und nachlaufender Welle gemessen wurden, ist bei der Torsion das Verhältnis mit einem Mittelwert von 0,4 deutlich kleiner als bei den anderen Netzen, die alle in etwa bei einem Wert von 0,75 liegen. **Abbildung 6.4.**



**Abbildung 6.4.:** Überhöhungsfaktor zwischen Torsionsbeanspruchungen vor- und nachlaufender Radsatzwellen aufgeteilt auf verschiedene Netze

Vier Ausreißer sind bei der Auswertung der Torsionsbeanspruchung aufgetreten. Bei beiden Messfahrten in Hamburg auf der U1 und U3 im voll beladenen Zustand zeigen jeweils beide Torsionsmessstellen auf der Radsatzwelle in vorlaufender Position deutlich höhere Beanspruchungen als im nachlaufenden Fall. Ob eine Systematik hinter diesem Effekt liegt, der evtl. gerade mit diesen beiden Linien zu tun hat, konnte nicht aufgeklärt werden.



**Abbildung 6.5.:** Skizze von absolut und relativ vorlaufender Position eines Radsatzes im Fahrzeugverband

**Resümee:**

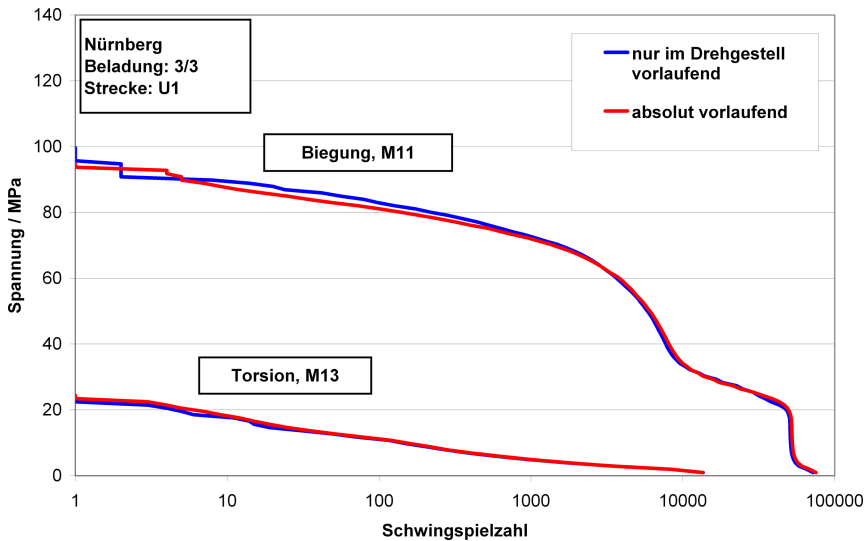
Eine vorlaufende Welle weist eine deutlich höhere Beanspruchung auf als eine nachlaufende. Bei Torsionsbeanspruchung ist es umgekehrt, hier wird die nachlaufende Welle höher beansprucht.

### 6.3. Absolut und relativ führende Radsatzwellen

Die Begriffe vor- und nachlaufend beziehen sich im Allgemeinen auf die relative Position in Bezug auf das Drehgestell. Ob die absolute Position im Bezug auf das gesamte Fahrzeug bzw. den Fahrzeugverband einen Einfluss hat, konnte bei den Messfahrten in Nürnberg systematisch untersucht werden. Hier wurde das Messfahrzeug an ein gleichartiges Führungsfahrzeug angekoppelt und die bis dahin absolut führende Radsatzwelle an eine Position in der Mitte des Fahrzeugverbandes verschoben, vgl. **Abbildung 6.5**.

Das Messfahrzeug war zum Zeitpunkt der Messung voll beladen. Aus Zeitgründen wurde auf eine Messung auf allen Schienenabschnitten verzichtet. Stattdessen wurde die Linie U1 einmal komplett abgefahren, ausgewertet wurde jedoch nur der Anteil, bei dem der Messradsatz in vorlaufender Position war. Aus den Zeitrohdaten der





**Abbildung 6.6.:** Vergleich der Beanspruchungen von absolut und relativ vorlaufender Radsatzwelle

vorangegangenen Messungen, bei denen der Messradsatz die absolut führende Position im Fahrzeug inne hatte, wurde zufällig eine vollständige Messfahrt auf der Linie U1 ausgewählt, klassiert und die sich ergebenden Kollektive gegenüber gestellt. In **Abbildung 6.6** sind die Ergebnisse für die Messstellen M11 (Biegung) und M13 (Torsion) dargestellt.

Ein signifikanter Unterschied zwischen den Kollektiven der absolut und der relativ führenden Radsatzwelle ist nicht auszumachen. Sowohl die Biege- als auch die Torsionsspannungskollektive weisen gleiche Formen und auch annähernd gleiche Werte auf. Für die Beanspruchungen eines Radsatzes ist demnach seine Position bezogen auf den Gesamtzug nicht ausschlaggebend. Es ist ausreichend, die Begriffe vor- und nachlaufend auf das entsprechende Drehgestell zu beziehen.

---

**Resümee:**

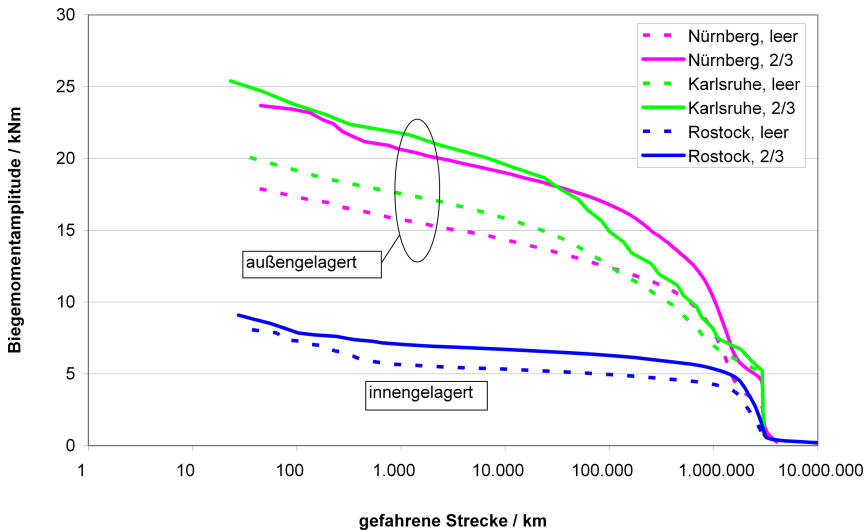
**Für die Charakterisierung der Radsatzwellenbeanspruchung muss nicht zwischen absolut führender (auf den Zug bezogen) und relativ führender (auf das Drehgestell bezogen) Welle unterschieden werden.**

## **6.4. Vergleich von Innen- und Außenlagerung**

Unter den fünf gemessenen Fahrzeugen ist der Rostocker Radsatz als einziger innengelagert. Dies ist häufig typisch für reine Straßenbahnfahrzeuge, die auf gleicher Ebene wie der Straßenverkehr unterwegs sind und sich auch häufiger eine Fahrbahn teilen. Hier ist die Breite des Schienenfahrzeugs ein beschränkender Faktor, da sich schmalere Züge leichter in den Straßenverkehr integrieren lassen. Die Innenlagerung erlaubt bei gleicher Spurbreite deutlich schmalere Wagenkästen. Die Länge der Radsatzwelle ist dann nur wenig breiter als der Schienenabstand.

Die Nachteile der Innenlagerung liegen in dem geringen Platz für Anbauteile auf der Radsatzwelle, da die Lager einen gewissen Raum zwischen den Rädern einnehmen. Die Möglichkeiten für ein Antriebskonzept sind daher deutlich eingeschränkt. In Rostock kommt ein Hohlwellenantrieb zum Einsatz, wobei aus Platzgründen die Bremsscheibe auf der Hohlwelle selber montiert ist. Weiterhin liefert der geringere Lagerabstand Nachteile im dynamischen Verhalten des Gesamtzuges. Eine hohe Schwerpunktmasse, wie sie z. B. durch auf dem Dach montierten Klimaanlage entsteht, führt zu starken Neigungen des Zuges bei der Bogenfahrt selbst bei Schrittgeschwindigkeit.

Für die Beanspruchung der Radsatzwelle hat die Innenlagerung deutliche Vorteile. Die bei Bogenfahrt von außen an den Spurkränzen vertikal angreifenden Kräfte führen zu einem Aufstellen der Radsatzwelle, das der Biegung durch die Gewichtskraft des Zuges entgegen wirkt. Die Kräfte bei einer Bogenfahrt reduzieren daher in ers-



**Abbildung 6.7.:** Unterschied zwischen Außen- und Innenlagerung, jeweils alle Linien, nur vorlaufend, M11

ter Linie die Beanspruchung der Radsatzwelle, bis das durch sie eingeleitete Biegemoment den doppelten Betrag erreicht hat. Eine bogenreiche Strecke ist daher für die Radsatzwelle eines innengelagerten Fahrzeugs eher ein Vor- als ein Nachteil. Radsatzwellenbrüche bei innengelagerten Fahrzeugen mit dem Hintergrund der Materialermüdung sind dem Autoren bis heute keine bekannt.

In **Abbildung 6.7** ist der Unterschied in der Beanspruchung durch Innen- bzw. Außenlagerung anhand der dargestellten Kollektive zu erkennen. Gegenübergestellt wurden hier die Züge aus Rostock, Karlsruhe und Nürnberg, bei denen Messfahrten mit 2/3 Beladung durchgeführt wurden. Da der Rostocker Zug ein Einrichtungsfahrzeug ist und sich der Messradsatz ausschließlich in vorlaufender Position befindet, wurden zum Vergleich aus den anderen Städten ebenfalls nur die vorlaufenden Messfahrten ausgewertet. In den Kollektiven befinden sich die Beanspruchungen aller gemessenen Lini-

---

en. Deutlich ist der enorme Unterschied in der Höhe des Biegemoments zu sehen, allerdings wird die Rostocker Radsatzwelle auch mit der wenigsten Massenkraft beaufschlagt. Die Masse  $m_1$  liegt für volle Beladung in Rostock nominell bei 7,5 t, in Karlsruhe bei 9,4 t und in Nürnberg bei 8,8 t. Der Abstand zwischen den Kollektiven bei 2/3 Zuladung und bei Leerfahrt ist bei den außengelagerten Fahrzeugen deutlich größer.

Da bei den Untersuchungen zu dieser Arbeit nur an einem innengelagerten Fahrzeug die Beanspruchungen an der Radsatzwelle gemessen wurden, muss mit generellen Aussagen aufgrund der fehlenden statistischen Absicherung vorsichtig umgegangen werden. Die Wirkungsrichtungen der am Radsatz angreifenden Kräfte ergibt im Gesamten ein völlig anderes Bild als bei den außengelagerten Radsätzen. Daher kann trotz der fehlenden Anzahl an verschiedenen innengelagerten Fahrzeugen die folgende Zusammenfassung formuliert werden:

**Resümee:**

**Die Biegemomente an einer innengelagerten Radsatzwelle sind wesentlich geringer als bei einer außengelagerten. Grund sind die unterschiedlichen Wirkungsrichtungen der Biegemomente durch Spurführungskräfte und statische Kräfte. Sie heben sich teilweise gegenseitig auf.**

## **6.5. Vergleich der gemessenen Beanspruchungen mit der Norm**

In der EN13104 werden die Beanspruchungen auf Grundlage einer quasistatischen Betrachtung abgeschätzt, wie in Kapitel 4.2 ausführlich beschrieben wird. In diesem Kapitel sollen nun die real gemessenen Beanspruchungen mit den durch die Norm abgeschätzten verglichen werden. In der Norm ist kein expliziter Hinweis darauf zu finden, dass sie nur für die Auslegung von außengelagerten Radsätzen

gilt. Es wird jedoch der Hinweis gegeben, dass die Wirkungsrichtungen der anzusetzenden Kräfte so gewählt werden müssen, dass sie den ungünstigsten Fall darstellen. Streng genommen müssten beim innengelagerten Fall also die Spurführungskräfte nach außen wirken, was aber weder von den Messwerten bestätigt wird, noch vom logischen Standpunkt aus betrachtet sinnvoll ist. Deshalb wird in diesem Abschnitt das Rostocker Fahrzeug nicht mit ausgewertet, sondern nur die außengelagerten Radsätze für einen Vergleich herangezogen.

Teilweise waren in einer Messebene zwei um  $90^\circ$  versetzte Biegemessstellen geklebt. Deren Biegemomentkollektive sind jedoch praktisch identisch, weshalb es für diese Auswertung nicht wichtig ist, welche der beiden Messstellen ausgewertet wird. Für jede Messebene wird ein äquivalentes Biegemoment und ein äquivalentes Torsionsmoment ermittelt, vorausgesetzt, es ist mindestens eine derartige Messstelle in der Messebene vorhanden. Für den Vergleich zwischen Norm und Messung werden die folgenden Vereinbarungen getroffen:

- **Allgemeines:** In den folgenden Diagrammen sind sowohl die Ergebnisse der Messfahrten mit voll- und leerem Zug dargestellt. Die Fahrten mit leerem Zug dienen lediglich der zusätzlichen Information, für den Vergleich mit der Norm werden die Fahrten mit voll beladenem Zug herangezogen, da dies auch der Annahme der Norm bei der Berechnung der synthetischen Lasten entspricht. Ferner wird in jedem Nahverkehrsbetrieb davon ausgegangen, dass ein Zug im Laufe seiner Einsatzdauer alle Linien zu gleichen Anteilen befährt. Die Kollektive enthalten also jede gemessene Einzelstrecke zu gleichen Anteilen. Nicht enthalten sind hierbei die Fahrten innerhalb der Betriebshöfe, da diese im Regelbetrieb verhältnismäßig selten vorkommen und daher nur einen geringen Anteil der Streckenkilometer ausmachen.

Das resultierende Moment nach Norm enthält eine Kombina-

---

tion aus Biege- und Torsionsanteil. Da die Messstellen kompensiert sind, d.h. nur sensibel auf ihre jeweilige Belastungsart reagieren, müssen die gemessenen Werte den jeweiligen Einzelkomponenten des resultierenden Moments der Norm gegenüber gestellt werden.

- **Biegemessstellen:** Die Messwerte stammen aus den Fahrten mit vorlaufender Radsatzwelle, da in diesen Fällen die höheren Werte gemessen wurden (vgl. Abschnitt 6.2). Falls keine Messung mit voller Beladung vorliegt, wird der entsprechende Wert aus den Messungen mit anderen Beladungszuständen extrapoliert (vgl. Abschnitt 5.7). Da im Fahrbetrieb die mechanische Bremsen aller Züge lediglich bei einer Notbremsung zum Einsatz kommen und die Messfahrten solche Ereignisse nicht enthalten, wird der die äquivalente Amplitude des Kollektivs mit dem angenommenen Biegemoment durch Bogenfahrt verglichen. In den folgenden Diagrammen ist diese Größe mit **max. Biegemoments durch Bogenfahrt (vertikal)** angegeben.
- **Torsionsmessstellen:** Hier stammen die Messwerte aus den Fahrten mit nachlaufendem Radsatz. Da die Torsionsmomente hier höher sind als im vorlaufenden Fall (vgl. Abschnitt 6.2), wird somit dem konservativen Ansatz der Norm Rechnung getragen. Da eine lineare Extrapolation von Torsionswerten nicht zulässig ist (vgl. Abschnitt 5.5.4), werden für Karlsruhe die Werte aus den Messfahrten mit 2/3-Beladung dargestellt. In der Norm wird die Abschätzung des Torsionsmoments ausschließlich durch einen Bremsvorgang abgedeckt. Der Messwert wird daher in den folgenden Diagrammen mit dem **Torsionsmoment Bremsen** verglichen.

Sollte die Messstelle nicht im Nennspannungsbereich (außerhalb der Korbbögen auf der Radsatzwelle) geklebt worden sein, muss zu einem aussagekräftigen Vergleich das quasistatische Biegemoment mit der Spannungsformzahl multipliziert werden.

### 6.5.1. München

In München wurde das gesamte Streckennetz (U1 bis U6) mit dem Messzug mehrfach abgefahren. Auf der Treibradsatzwelle waren vier Messebenen mit Dehnungsmessstreifen bestückt. Die Gegenüberstellung der auslastungsäquivalenten Amplituden mit der Abschätzung der wirkenden Biegemomente nach EN13104 ist in **Abbildung 6.8** dargestellt.

Bei der Messstelle in Messebene 2 handelt es sich um eine Viertelbrücke, die keinerlei Beanspruchungskompensation vornimmt. In den Messergebnissen sind also sowohl Beanspruchungen aus Biegung und Torsion enthalten. Zug-Druck Beanspruchung wird bei Radsatzwellen nicht erwartet. Da der Anteil aus Biegung wesentlich höher ist als der aus Torsion, wird das Ergebnis dem resultierenden Biegemoment gegenüber gestellt. Ferner war die Messstelle nicht im Nennspannungsbereich der Radsatzwelle, sondern direkt im Kerbgrund appliziert. Die gemessene Dehnung und deren Umrechnung mittels der auslastungsäquivalenten Amplitude in ein Biegemoment enthält also um den entsprechenden Formfaktor  $K_t$  zu hohe Werte.

Der Formfaktor in Messebene 2 wird durch ein FE-Rechnung abgeschätzt. Dazu wurde ein FE-Modell der Radsatzwelle im entsprechenden Geometrieabschnitt aufgebaut, **Abbildung 6.9**. Gerechnet wurde in der Software ABAQUS mit Hexaederelementen zweiter Ordnung (C3D20), die Rechnung erfolgte linear-elastisch. Über den hochbeanspruchten Bereich im Kerbgrund sind 15 Elemente angeordnet. Eine weitere Verfeinerung des Netzes hat keine signifikanten Änderungen in den ausgewerteten Spannungen mehr ergeben.

Der Unterschied zwischen der Messebene 1 (Nennspannungsbereich) und der im Kerbgrund applizierten Messstelle in Messebene 2 wurde mittels der FE-Rechnung auf

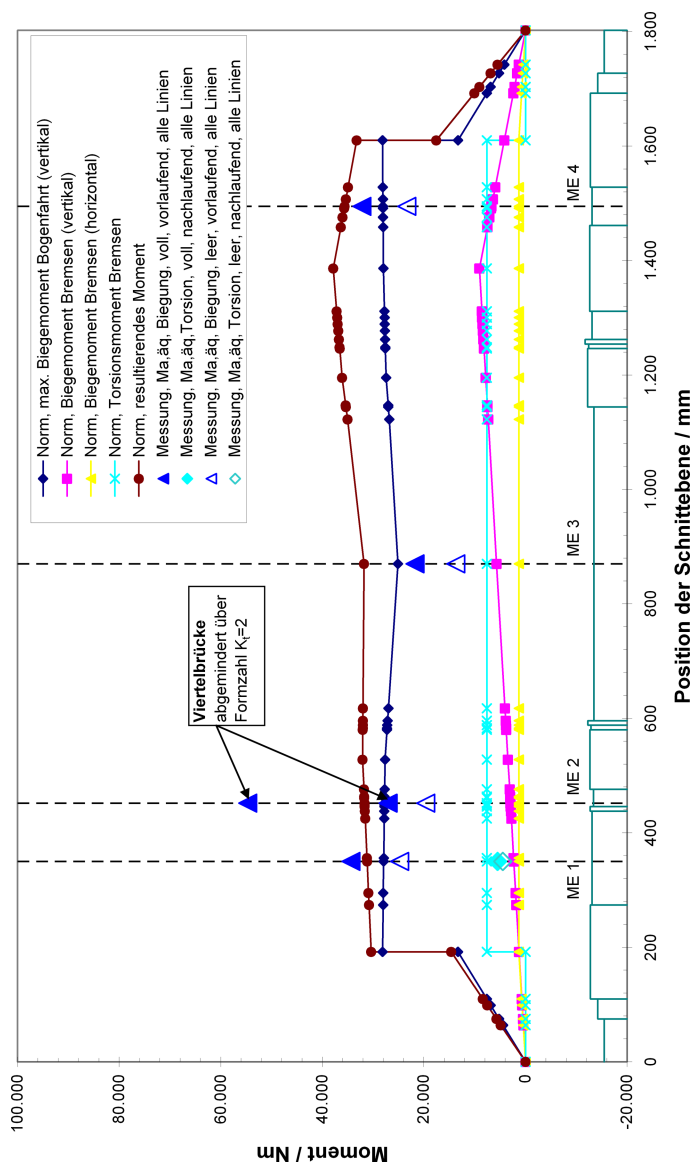
$$\frac{\sigma_{1,\text{Messebene 1}}}{\sigma_{1,\text{Messebene 2}}} = K_t = 2,02 \quad (6.1)$$

---

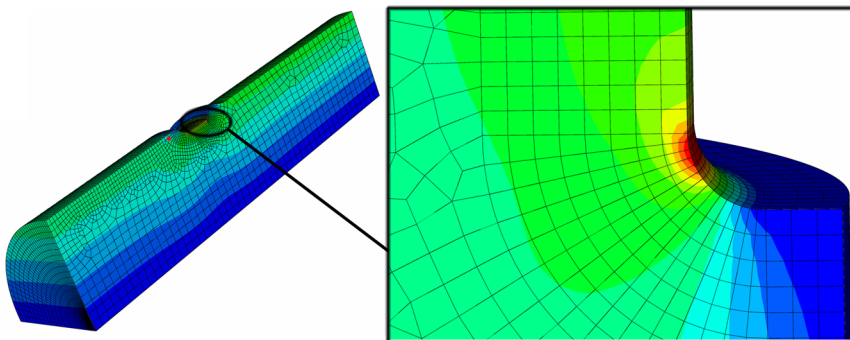
abgeschätzt, **Abbildung 6.10**. Die Formzahl ist hierbei gleich dem Verhältnis der 1. Hauptspannungen in Messebene 1 und Messebene 2. Der Mittelwerteffekt des DMS (Länge 3mm) wurde berücksichtigt. Allerdings ist die Klebposition eines DMS nicht ganz exakt in einer FE-Rechnung abbildbar. Aufgrund des hohen Spannungsgradienten im Bereich von Messebene 2 ist die Angabe des Formfaktors mit einer gewissen Unsicherheit versehen.

Der Vergleich von gemessenen Werten und der abgeschätzten Beanspruchung durch die Norm liefert eine Unterschätzung der Beanspruchung durch die EN13104 in den äußeren beiden Messebenen 1 und 4. Diese befinden sich jeweils direkt neben dem Rad auf der freien Oberfläche. In Messebene 2 wird das Biegemoment quasi punktgenau getroffen, wobei die Umrechnung der gemessenen Beanspruchung in ein Biegemoment gewissen Unsicherheiten unterworfen ist. Im Gegensatz dazu ist die gemessene Biegebeanspruchung in Messebene 3 kleiner als von der Norm abgeschätzt. Die beiden Antriebssitze werden in der synthetischen Beanspruchung als punktuelle Kräfte (nach oben wirkend) angenommen. In der Realität ergibt sich abhängig von der Sitzbreite jedoch eine versteifende Wirkung auf die Radsatzwelle, welche die Durchbiegung im Bereich zwischen den beiden Lagern abmindert. Auf diese Weise ist die verhältnismäßig geringe Biegebeanspruchung in der Radsatzwellenmitte zu erklären. Die gemessene Torsionsbeanspruchung in Messebene 1 liegt tiefer als die angenommene. **Abbildung 6.11** liefert den Vergleich zwischen Messung und Norm in Zahlenform.

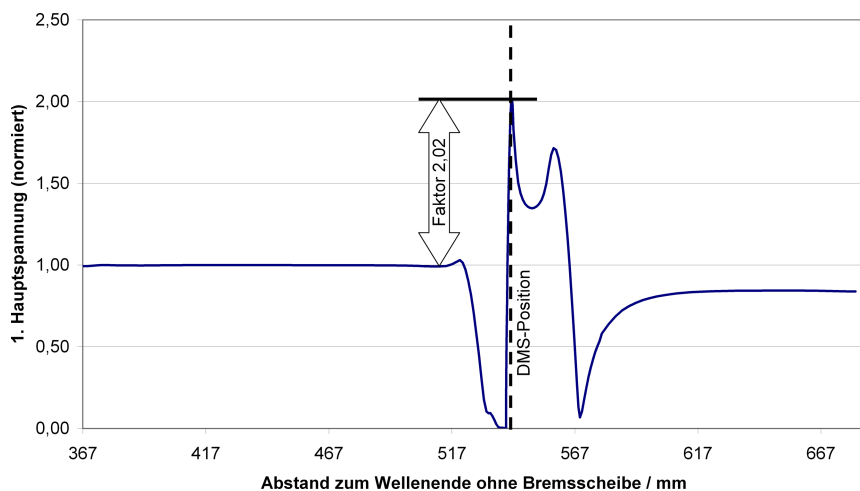




**Abbildung 6.8.:** München: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden

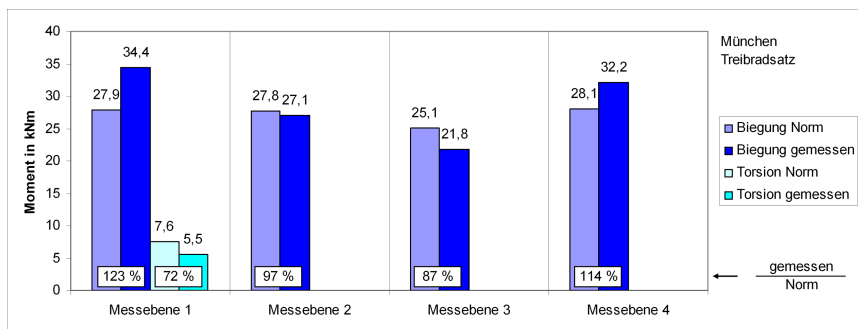


**Abbildung 6.9.:** Ermittlung des Formfaktors von Messebene 2 der Münchner Radsatzwelle mittels eines FE-Modells



**Abbildung 6.10.:** Spannungsverlauf über der Radsatzwelle des Münchner Fahrzeugs

## 6.5. Vergleich der gemessenen Beanspruchungen mit der Norm



**Abbildung 6.11.:** München: Unterschied zwischen Norm und Messung, voll beladen

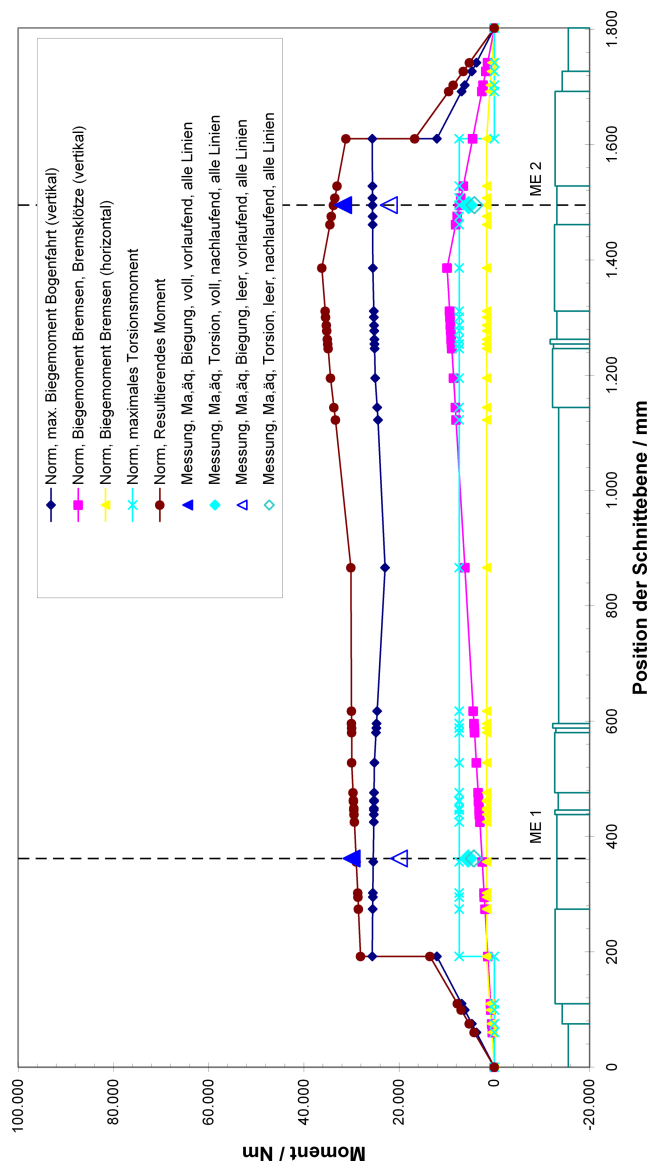
---

### 6.5.2. Nürnberg

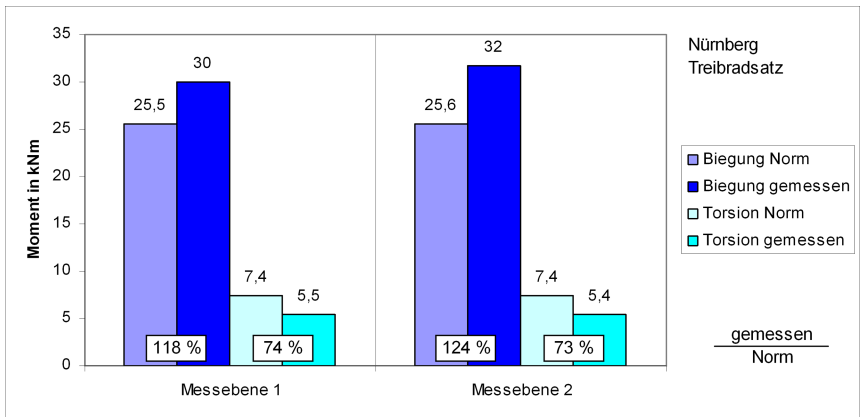
Bei den Fahrzeugen in München und Nürnberg ist die Radsatzwelle geometrisch identisch. Die Abschätzung der Beanspruchungen durch die Norm ist daher für beide Fahrzeuge sehr ähnlich, sie unterscheidet sich durch die unterschiedlichen Massen der Wagenkästen  $m_1$  bzw. einiger Anbauteile. Der Momentenverlauf nach Norm und der Vergleich mit den gemessenen Werten ist in **Abbildung 6.12** dargestellt.

In Nürnberg war es aus technischen Gründen nicht möglich, zwischen den Antriebskupplungen zu messen. Daher sind nur zwei Messebenen vorhanden. Beide Messebenen befinden sich im Nennspannungsbereich, so dass kein Formfaktor bei der Umrechnung der gemessenen Dehnungen berücksichtigt werden muss. Die Lage der Messebenen 1 und 2 in Nürnberg entspricht den Messebenen 1 und 4 in München.

Die tatsächlich gemessenen Biegebeanspruchungen liegen etwas oberhalb der durch die Norm abgeschätzten, der Quotient der beiden Werte liegt hier je nach Messebene bei 1,18 bzw. 1,24. Es ergibt sich damit ein ähnliches Bild wie in München, dort betrugen die Werte 1,23 und 1,14. Auch bei der Torsionsbeanspruchung wird der qualitative Vergleich aus München bestätigt, die von der Norm angenommen Werte liegen oberhalb der im Fahrbetrieb gemessenen. Die Abweichung zwischen Annahme und Messung beträgt etwa Faktor 1,3. **Abbildung 6.13** zeigt den Unterschied zwischen gemessenen und abgeschätzten Momenten.



**Abbildung 6.12.:** Nürnberg: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden

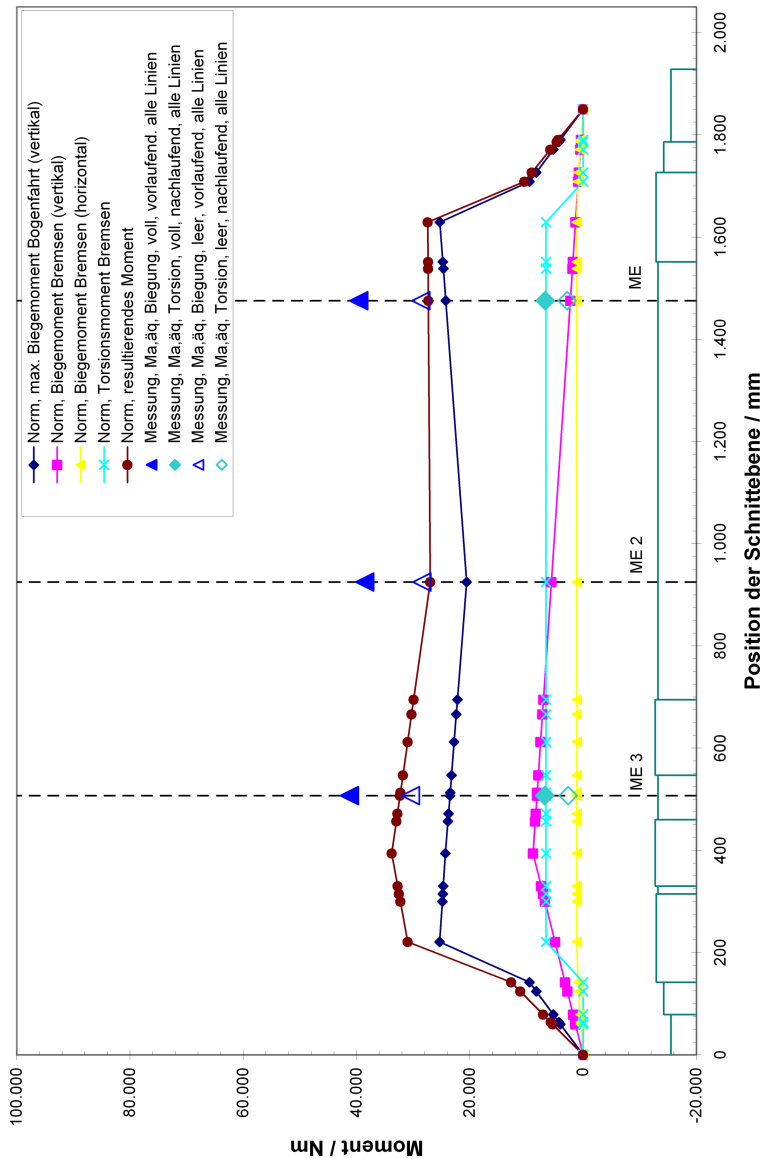


**Abbildung 6.13.:** Nürnberg: Unterschied zwischen Norm und Mes-  
sung, voll beladen

### 6.5.3. Hamburg

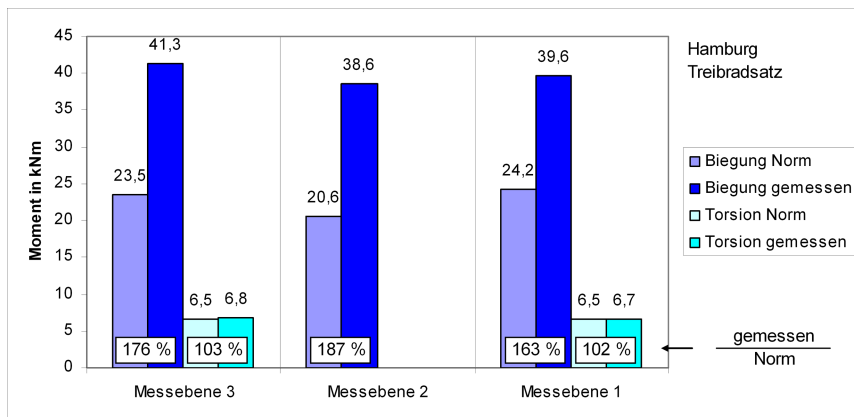
Der Vergleich von gemessenen und abgeschätzten Beanspruchungen bei der Hamburger Radsatzwelle wurde im vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderten Vorhaben „Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken“ vorgenommen [Otte04]. Dabei ist aufgefallen, dass die gemessenen Beanspruchungen in Hamburg wesentlich höher liegen, als sie von der Norm abgeschätzt werden. Dies gilt sowohl für die Treib- als auch für die Laufradsatzwelle. **Abbildung 6.14** zeigt den Vergleich für die Treibradsatzwelle. Sogar die Biegebeanspruchungen bei unbeladenem Fahrzeug liegen auf einem höheren Niveau als von der Norm angenommen, obwohl diese mit der maximalen Zuladung rechnet. Die gemessenen Beanspruchungen in den einzelnen Messsebenen sind allesamt etwa gleich hoch.

Im Gegensatz zu den Beanspruchungen durch Biegung wird die Torsionsbeanspruchung im voll beladenen Fall von der Norm gut abgeschätzt. Der Unterschied zwischen abgeschätztem und gemessenem Wert ist gering. Im Vergleich zu den gemessenen Werten der anderen Fahrzeuge sind die Torsionsmesswerte als hoch einzustufen, da sie knapp oberhalb der abgeschätzten Werte liegen. **Abbildung 6.15** zeigt die Unterschiede auf.



**Abbildung 6.14.:** Hamburg, Treibradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden





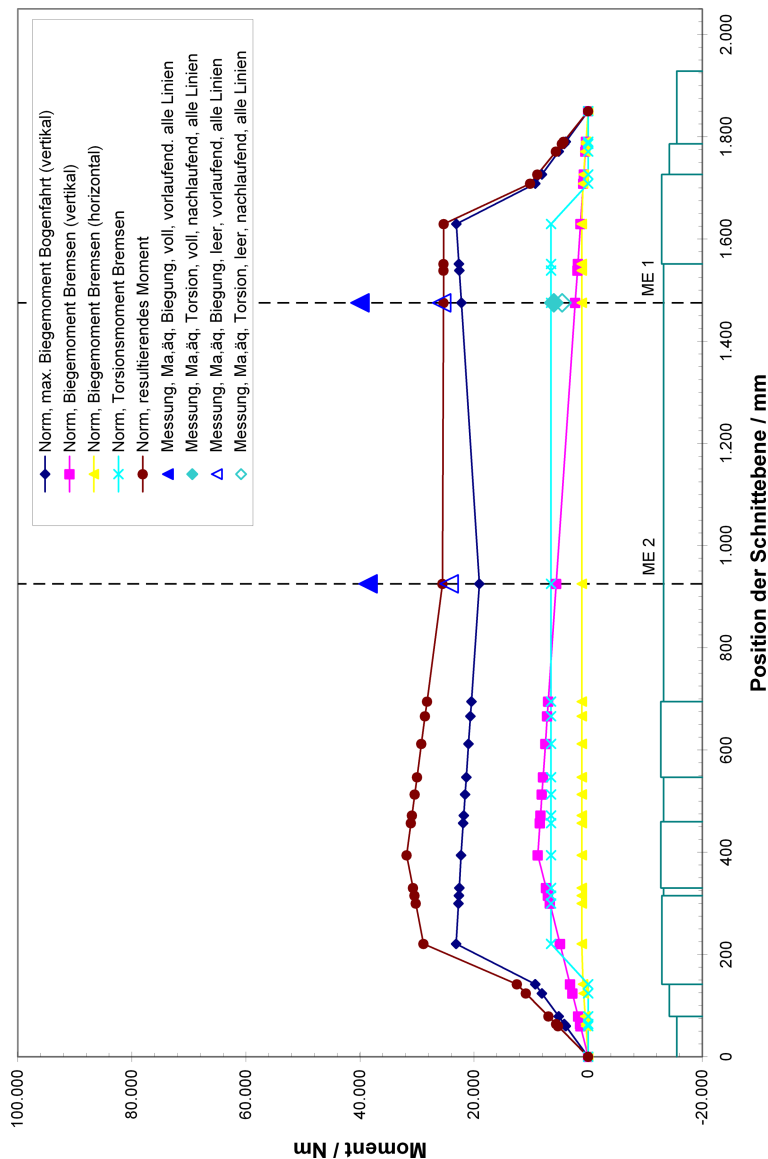
**Abbildung 6.15.:** Hamburg, Treibradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, voll beladen

---

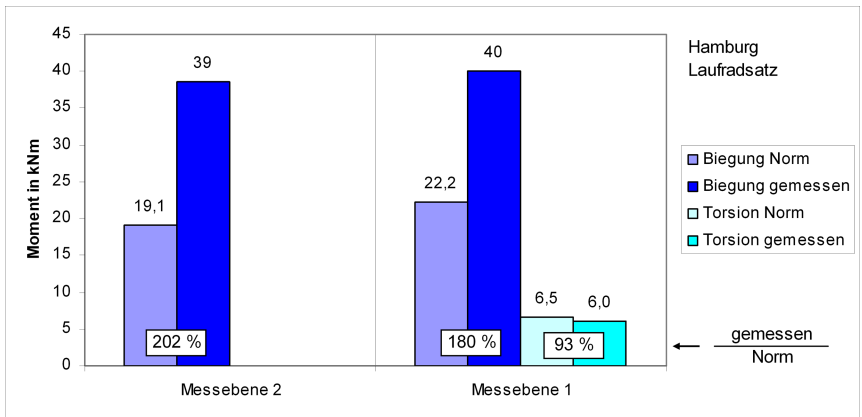
Es sei an dieser Stelle noch einmal auf einen Unterschied zwischen den hier abgebildeten und im Abschlussbericht verwendeten Werte für Biegemomente hingewiesen: Im Abschlussbericht des Forschungsvorhabens [Otte04] wird die kombinierte Beanspruchung aus vor- und nachlaufendem Radsatz mit der Norm verglichen. In dieser Arbeit wird für den Abgleich des momentanen Ist-Standes für das Biegemoment explizit nur die vorlaufenden Fahrten ausgewertet, da in der Norm ein Radsatz nur dann als nachlaufend gilt (und entsprechend ausgelegt wird), wenn er niemals in vorlaufender Position verbaut wird. Eine Kategorie für Wellen, die gleich häufig in beiden Positionen verkehren, existiert nicht.

In Hamburg sind die Geometrien der Treib- und der Laufradsatzwelle identisch. Ist die Welle im Laufdrehgestell eingebaut, ist kein Achsstern auf der Welle montiert, die Bremsscheibe ist aber auch hier vorhanden. Der Unterschied in den abgeschätzten Beanspruchungen der EN 13103 (gültig für Laufradsatzwellen) im Unterschied zu den Treibradsatzwellen ist in den unterschiedlichen Dynamikfaktoren zu finden, der Momentenverlauf ist in **Abbildung 6.16** dargestellt.

Die Norm nimmt an, dass die Welle sowohl in vertikaler als auch in horizontaler Richtung (Belastungen durch Spurführungskräfte) durch den fehlenden Antrieb weniger stark beansprucht wird. Dies ist logisch nicht einzusehen, da die Dynamiken in erster Linie durch die Trassierung vorgegeben sind, unabhängig davon, ob ein Antrieb mit der Welle verbunden ist. Die Messergebnisse bestätigen den de facto nicht vorhandenen Unterschied in der Beanspruchung beider Wellen, **Abbildung 6.17**.



**Abbildung 6.16.:** Hamburg, Laufradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden



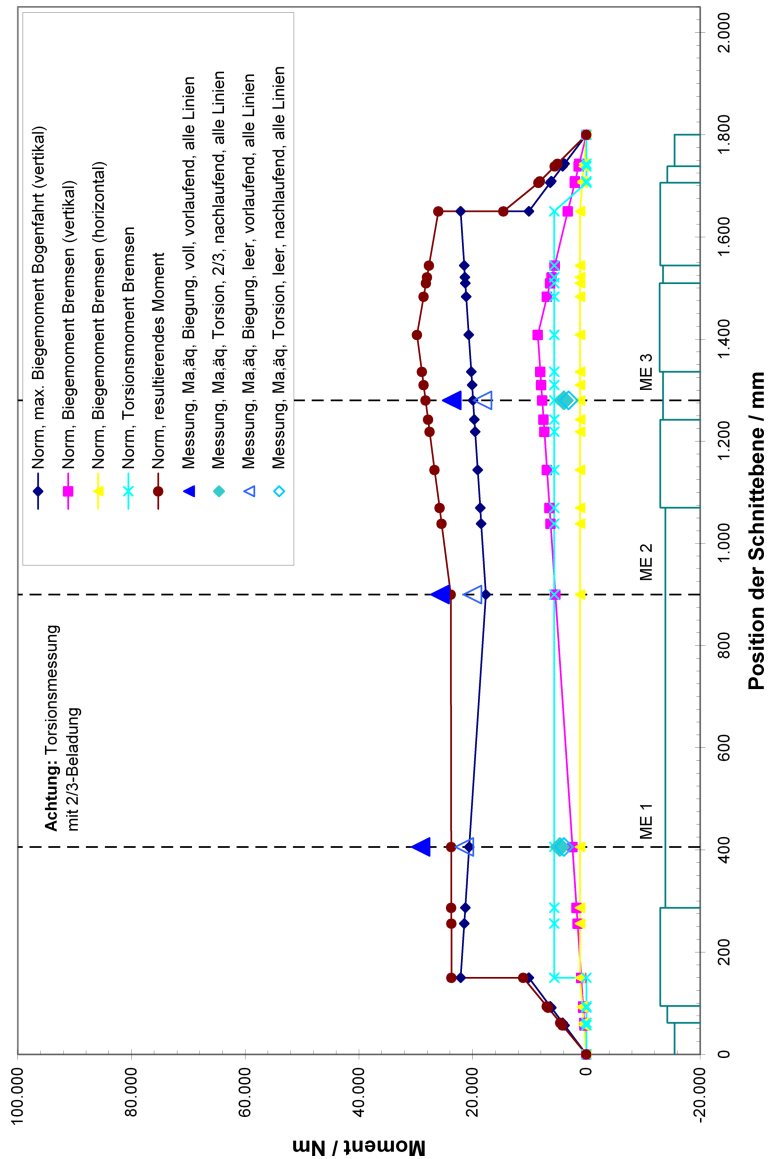
**Abbildung 6.17.:** Hamburg, Laufradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, voll beladen

### 6.5.4. Karlsruhe

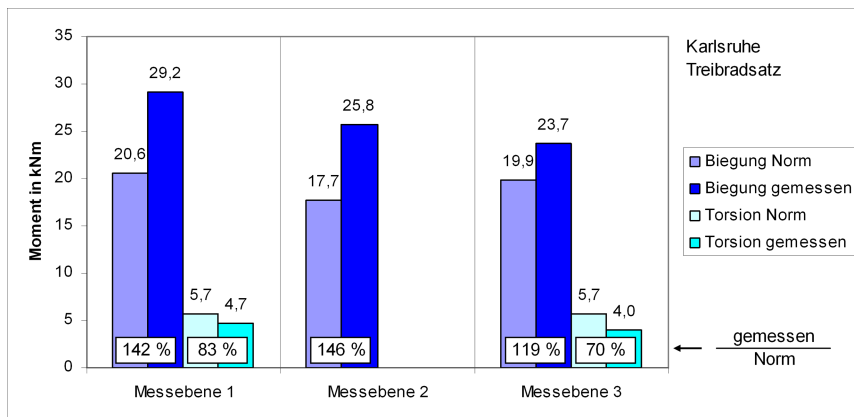
Das Karlsruher Fahrzeug wurde parallel zum Hamburger Fahrzeug im Rahmen des gleichen Forschungsvorhabens untersucht, [Otte05]. Es hat eine etwas höherer maximale Achsfahrmasse als das Hamburger Fahrzeug, doch aufgrund der kleineren Räder ist der Anteil an Biegemomenten durch die Spurführungskräfte kleiner und somit auch das durch die Norm abgeschätzte Gesamtmoment etwas niedriger. **Abbildung 6.18** zeigt den Momentenverlauf im Vergleich mit den gemessenen Beanspruchungen an der Treibradsatzwelle. Die Werte für die volle Zuladung wurden dabei aus den Messwerten der leeren und 2/3-beladenen Fahrten extrapoliert, da nicht genügend Gewichte zur Verfügung standen, um den Zug bis zur Maximalgrenze zu beladen.

Der Vergleich zwischen Norm und gemessenen Werten zeigt verglichen mit den anderen Städten ein tendenziell ähnliches Bild. Die abgeschätzten Werte durch die Norm liegen in etwa auf Höhe der gemessenen Leerlast, die tatsächlich gemessenen Vollastbiegemomente liegen bis zu Faktor 1,46 darüber, **Abbildung 6.19**.

Für den Vergleich des Torsionsmoments wurde der aus der Messung stammende Wert mit 2/3 Beladung herangezogen. Ein Extrapolieren der gemessenen Werte auf die volle Beladung war nicht möglich, da der Zusammenhang zwischen Torsionsmomenten und Beladung nicht bekannt ist. Auf Seite 57 wird beschrieben, dass er nicht linear zu sein scheint. Allerdings steigt das Torsionsmoment mit zunehmender Beladung an, so dass der Wert der 2/3-Beladung tendenziell zu niedrig ist. Es kann für das Karlsruher Fahrzeug also von einer guten Abschätzung der gemessenen Torsion durch die Norm gesprochen werden, da der gemessene 2/3 Wert bei 70 bis 80% des Norm-Werts liegt.



**Abbildung 6.18.:** Karlsruhe, Treibradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden



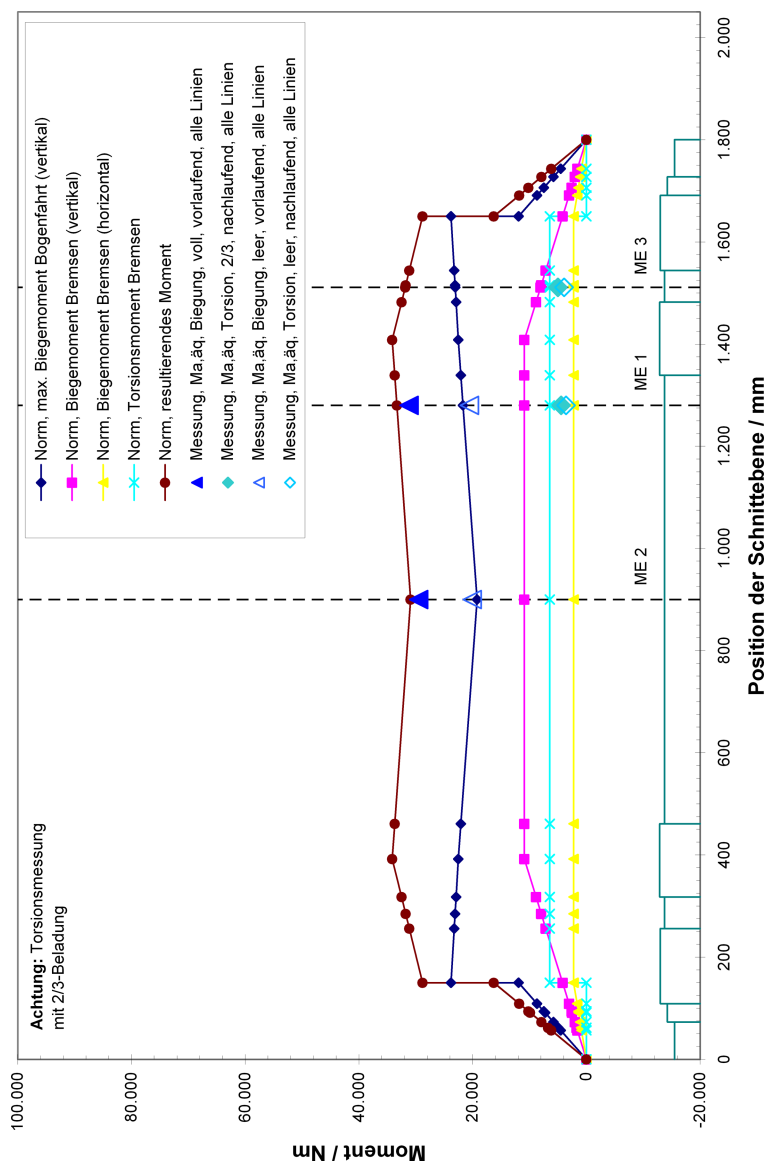
**Abbildung 6.19.:** Karlsruhe, Treibradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, Biegung: voll beladen, Torsion: 2/3 beladen

---

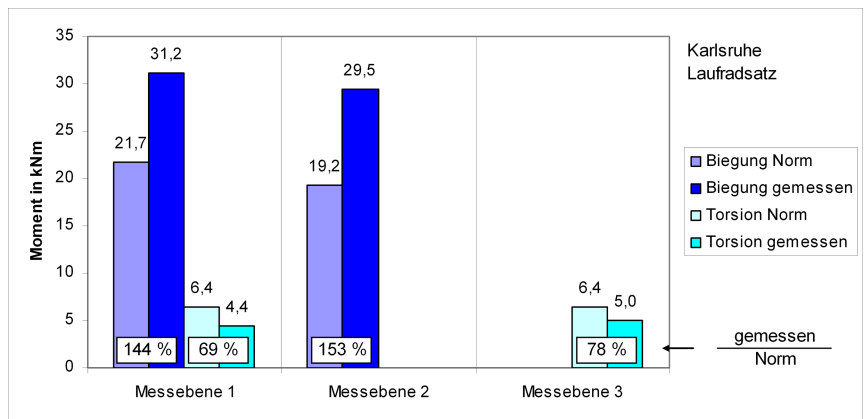
Die Karlsruher Laufradsatzwelle unterscheidet sich geometrisch von der angetriebenen Welle. Daher ist der Momentenverlauf nach Norm nicht mit dem der Treibradsatzwelle zu vergleichen. Die Berechnung zeigt an einigen Stellen des Laufradsatzes sogar höhere Beanspruchungen als beim Treibradsatz, **Abbildung 6.20**. Der Grund ist der größere Schwerpunkthöhe  $h$  der durch das Laufdrehgestell zu tragenden Massen  $m_1$ , der bei der quasistatischen Bogenfahrt zu höheren Belastungen führt. Sein Einfluss wird im speziellen Fall von Karlsruhe durch die etwas niedrigere Masse und die kleineren Dynamikfaktoren nicht aufgewogen.

Die unterschiedlichen Massen machen sich in den Messwerten durchaus bemerkbar, die gemessene Biegebeanspruchung liegt etwa 14% niedriger als bei der Treibradsatzwelle. Dies entspricht auch dem Unterschied der zu tragenden Massen (10.892 kg bei der Treib- und 9.437 kg bei der Laufradsatzwelle). **Abbildung 6.21** zeigt den Vergleich zwischen Norm und Messung in Zahlenform. Die Abweichung ist in etwa vergleichbar mit der Treibradsatzwelle, sie liegt einige wenige Prozentpunkte höher.





**Abbildung 6.20.:** Karlsruhe, Laufradsatz: Berechnung der Biege- und Torsionsmomente nach EN13104 und Vergleich mit den gemessenen auslastungsäquivalenten Amplituden



**Abbildung 6.21.:** Karlsruhe, Laufradsatz: Unterschied zwischen Norm und Messung, Biegung: voll beladen, Torsion: 2/3 beladen

### 6.5.5. Zusammenfassung Norm gegenüber Messung

Bei den Fahrzeugen aus München, Nürnberg, Hamburg und Karlsruhe sind die Wellen außen gelagert. Die Achsfahrmassen sind bei allen Fahrzeugen sehr ähnlich, auch die Spurbreiten stimmen überein. Es kann also davon ausgegangen werden, dass der Beanspruchungsmechanismus ungefähr ähnlich ist.

Ein Vergleich der gemessenen Beanspruchungen mit den aus der Norm abgeschätzten ergibt folgende Zusammenfassung:

- Das durch die Norm abgeschätzte Biegemoment durch Bogenfahrt ist in jedem Fall deutlich geringer als das gemessene Biegemoment. Eine deutliche Abweichung wie in Hamburg, wo die Normwerte auf Höhe der gemessenen Leerlast liegen, scheint jedoch die Ausnahme zu bilden.
- Die Torsionsmomente, die im Vergleich mit den Biegemomenten nur einen kleinen Anteil ausmachen, werden von der Norm gut abgebildet.

In [Otte04] wird als Begründung die bogenreiche Trassierung des Hamburger Schienennetzes als auch die gleichzeitig hohen Fahrgeschwindigkeiten aufgeführt. Auf den Vergleich zwischen Trassierung und Beanspruchung wird in Kapitel 8.1 eingegangen.



## 7. Auswertung der Fahrten im Regelbetrieb

Bei den begleiteten Messfahrten wurden die Beanspruchungen an der Radsatzwelle mit Hilfe eines Sonderzuges ermittelt, der außerplanmäßig auf dem Schienennetz zusätzlich zu den Zügen des Regelverkehrs unterwegs war. Die Zuladung war definiert, sie wurde durch die Beladung von Gewichten (Sandsäcken, Stahlgewichten o.ä.) erreicht. Somit konnte der lineare Einfluss der Zuladung auf die Beanspruchung der Radsatzwelle nachgewiesen werden.

Die Messung mit der Klassierbox ermöglicht das Aufzeichnen der Beanspruchung ohne ein Messteam bzw. spezielle Geräte im Fahr-  
gastraum. Es ist daher möglich, den mit Messtechnik ausgestatteten Zug im Regelbetrieb einzusetzen. Hier ist der Beladungszustand des Zuges nicht mehr definiert und durch das permanente Zu- und Aussteigen von Fahrgästen auch nicht mehr konstant. Die Klassierbox kann keine Zeitrohdaten erfassen, d. h. der Zusammenhang zwischen Beanspruchung und dem dazugehörigen Streckenabschnitt geht verloren. Das Ergebnis ist ein über die Messdauer aufgezeichnetes Kollektiv.

### 7.1. Durchschnittliche Zuladungen

Durch den linearen Einfluss der Beladung und die Kenntnis über die Beanspruchungen im Leerlast- und im Volllastfall kann aufgrund des Biegemomentkollektivs auf die **während der Messdauer durchschnittliche Zuladung** geschlossen werden. Die Klassierbox wurde

---

in München, Nürnberg, Hamburg und Rostock eingesetzt.

### 7.1.1. München

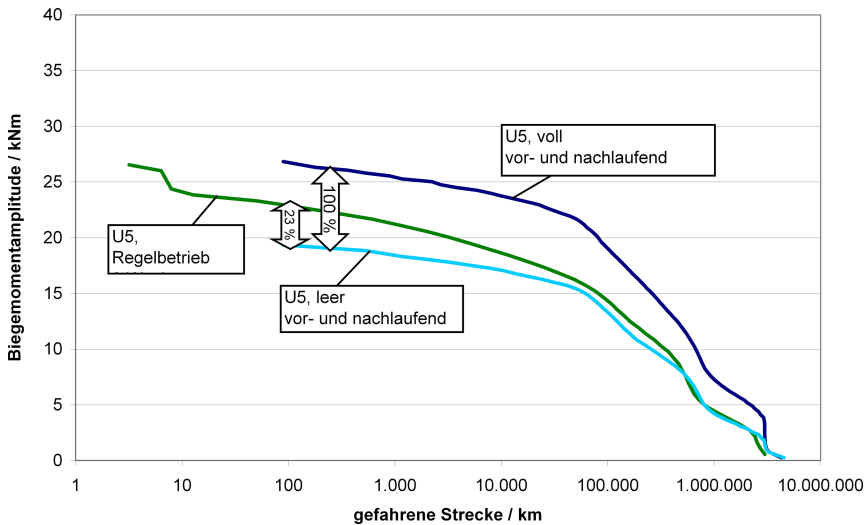
Aus München liegen umfangreiche Messungen vor. Dort wurde die Klassierbox über einen Zeitraum von insgesamt sechs Monaten eingesetzt. Sie wurde wochenweise ausgelesen, ein ermitteltes Kollektiv enthält daher die „Erfahrung“ aus einer kompletten Arbeitswoche inkl. der täglichen Rush-Hours morgens und abends.

Aufgrund des täglich erforderlichen Batteriewechsels in der Klassierbox wurde der Zug nur auf der Linie U6 eingesetzt. Diese führt direkt am Betriebshof der Münchner Verkehrsgesellschaft entlang, so dass der tägliche Aufwand minimiert wurde. Eine Ausnahme bildete die Zeit des Oktoberfestes, in der es in München zu sehr hohen Fahrgastzahlen kommt. In dieser Zeit wurde der Messzug auf der Linie U5 eingesetzt, welche direkt an der Theresienwiese vorbei führt. Auf dieser Strecke wurde die praktisch maximal mögliche Beladung definitiv mitgemessen. Es sind hier zwischen den Haltestellen Hauptbahnhof und Theresienwiese so viele Fahrgäste im Zug, dass alle Sitz- und Stehplätze belegt sind.

Das während des Oktoberfestes aufgezeichnete Biegemomentkollektiv wird mit den bekannten Leer- und Volllastkollektiven aus der begleiteten Messung verglichen. Über die auslastungsäquivalenten Amplituden wird zu dieser Zeit eine durchschnittliche Beladung von 23% ermittelt, **Abbildung 7.1**. Dieser Wert erscheint niedriger als erwartet, verglichen mit den oben genannten Schilderungen der vollen Züge. Allerdings fährt der Zug bei jeder Fahrt von Endstation zu Endstation, und nur im Bereich der Haltestation Theresienwiese ist das Fahrgastaufkommen derartig extrem. Das Kollektiv repräsentiert die mittlere Beanspruchung über die gesamte Strecke.

**Abbildung 7.2** zeigt als Gegenbeispiel die durchschnittliche Auslastung während einer normalen Betriebswoche. Hier ergibt die Auslastung einen Wert von 8%. Dieser Wert zeigt eindrucksvoll, dass aus

## 7.1. Durchschnittliche Zuladungen

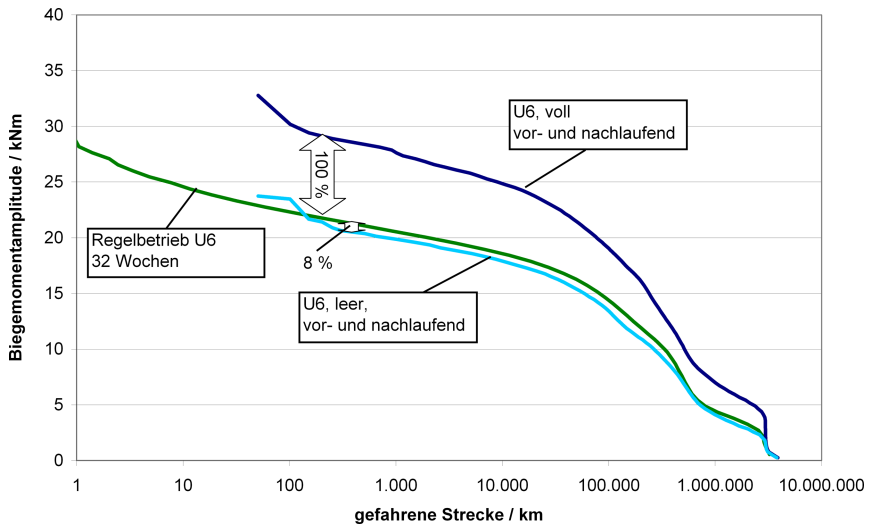


**Abbildung 7.1.:** Durchschnittliche Beladung auf der Linie U5 während des Oktoberfestes

technischer Sicht die U-Bahn die meiste Zeit fast leer unterwegs ist. Das subjektive Empfinden der Fahrgäste ist sicherlich ein anderes. Eine Beladung von 100% durch Fahrgäste ist jedoch in der Praxis nicht möglich. In [EN13104] ist die anzunehmende Beladung durch Fahrgäste in der 2. Klasse wie folgt vorgesehen:

- Fahrgastgewicht: 70 kg
- 1 Fahrgast auf jedem Sitz
- 3 Fahrgäste pro Quadratmeter im Durchgangsbereich
- 5 Fahrgäste pro Quadratmeter im Einstiegsbereich
- 300 Kilogramm pro Quadratmeter in den Gepäckvorrichtungen.

Ein solches Aufkommen an Fahrgästen mag während weltbedeuten-der Veranstaltungen wie dem Oktoberfest noch theoretisch möglich



**Abbildung 7.2.:** Durchschnittliche Beladung auf der Linie U6 im normalen Regelbetrieb

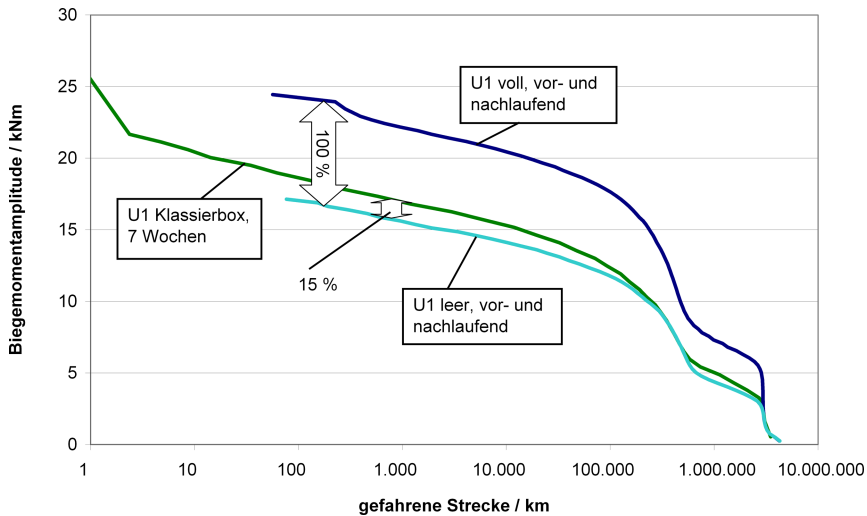
erscheinen, wobei auch da bezweifelt werden darf, ob sich 5 Personen à 70 kg auf einem Quadratmeter aufhalten. Im normalen Regelbetrieb würde die Beschwerde der Fahrgäste über zu volle Züge schon bei wesentlich geringerem Fahrgastaufkommen derart häufig vorkommen, dass der Verkehrsbetrieb gezwungen wäre, mehr Züge einzusetzen und eine geringere Taktung zu fahren.

### 7.1.2. Nürnberg

In Nürnberg wurden 7 Wochen lang Messungen mit Hilfe der Klasierbox durchgeführt. Der Zug verkehrte in dieser Zeit ausschließlich auf der Strecke U1. Die während der begleiteten Messfahrten aufgenommenen Kollektive bei 3/3-Last und Leerlast werden als vergleichende Größen herangezogen, **Abbildung 7.3.**



## 7.1. Durchschnittliche Zuladungen

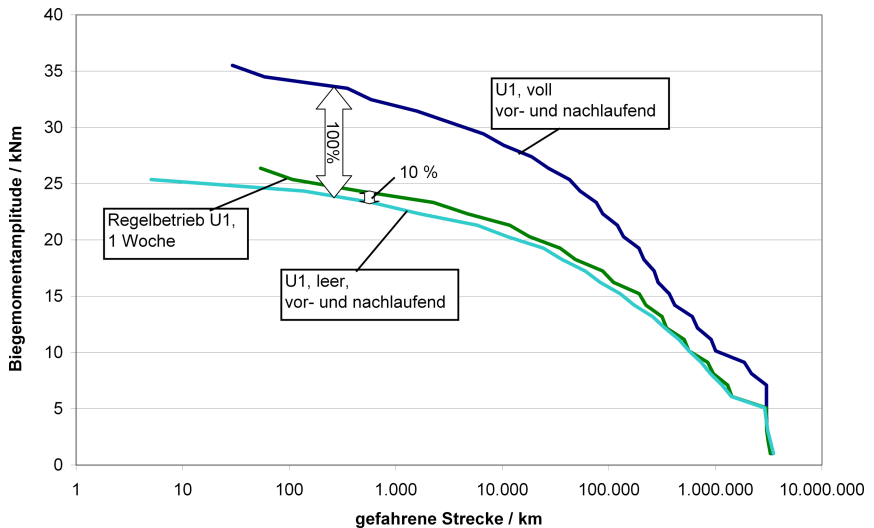


**Abbildung 7.3.:** Klassierboxmessung über 7 Wochen auf der U1 in Nürnberg, extrapoliert auf 3 Mio. km

Wie auch in München ergibt sich das Bild, dass die technische Auslastung der Züge recht niedrig ist. Es ergibt sich der rechnerische Wert von 15%, welcher verglichen mit dem Münchner Wert von 8% recht hoch erscheint. Allerdings wurde in Nürnberg die Zeit nach der Rush-Hour am Abend nicht mitgemessen. Die Akkulaufzeit reichte hier nur vom Betriebsbeginn am Morgen bis zum späteren Nachmittag. Die Fahrten mit tendenziell eher weniger Passagieren in den Abendstunden wurden daher nicht aufgezeichnet.

### 7.1.3. Hamburg

In Hamburg wurde der Versuch, die während des Regelbetriebs auftretende Beanspruchung an der Radsatzswelle mit Hilfe der Klassierbox zu ermitteln, zum ersten Mal durchgeführt. Als Pilotprojekt wurde die Datenerhebung nur über eine Woche durchgeführt. Auf-

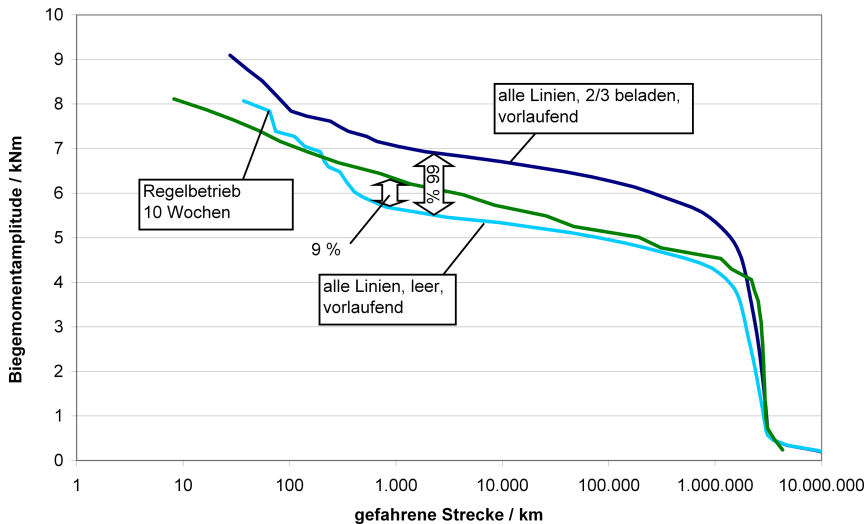


**Abbildung 7.4.:** Im Regelbetrieb gemessenes Klassierboxkollektiv in Hamburg, extrapoliert auf 3 Mio. km

grund der in Abschnitt 7.2 dargestellten geringen Streuungen kann der Aussage dieses einen Kollektivs im Regelbetrieb trotzdem eine Bedeutung zugemessen werden. Die Auslastung ergibt einen Wert von 10%, was verglichen mit München und Nürnberg plausibel erscheint.

#### 7.1.4. Rostock

Das Rostocker Fahrzeug mit der innengelagerten Welle ist ebenfalls im Regelbetrieb gemessen worden. Insgesamt 10 Wochen der Messdatenerfassung liegen hier der Auswertung zu Grunde, allerdings wurde das Fahrzeug zufällig auf verschiedenen Linien eingesetzt. Es ist im Nachhinein nicht mehr nachzuvollziehen, auf welchen Linien das Fahrzeug wie oft gefahren ist. Zum Vergleich mit dem leeren und 2/3-beladenen Kollektiv aus der begleiteten Messung wird ein



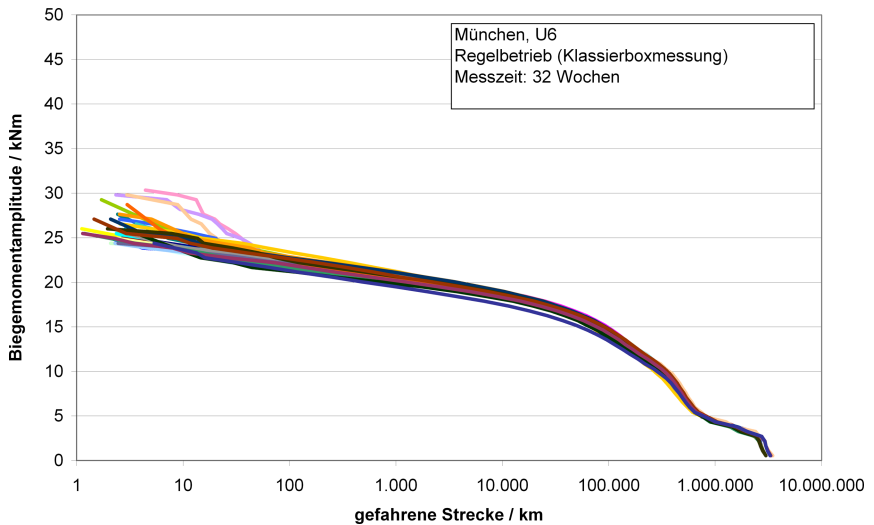
**Abbildung 7.5.:** Im Regelbetrieb gemessenes Klassierboxkollektiv in Rostock, extrapoliert auf 3 Mio. km

Gesamtkollektiv aus allen Linien (Linie 1 bis 6) gebildet. Da es sich beim Rostocker Fahrzeug um ein Einrichtungsfahrzeug handelt, ist die applizierte Radsatzwelle in jedem Fall vorlaufend.

## 7.2. Streuung der Beanspruchung

Da die Klassierbox wöchentlich ausgelesen wurde, lässt sich eine Auswertung hinsichtlich der Streuung der Beanspruchung durchführen. Um zunächst die Streuung visuell zu verdeutlichen, sind in **Abbildung 7.6** sämtliche mit der Klassierbox in München auf der Linie U6 aufgezeichneten Biegekollektive dargestellt. Die Kollektive des Oktoberfestes (auf der U5 gemessen) sind hier nicht enthalten.

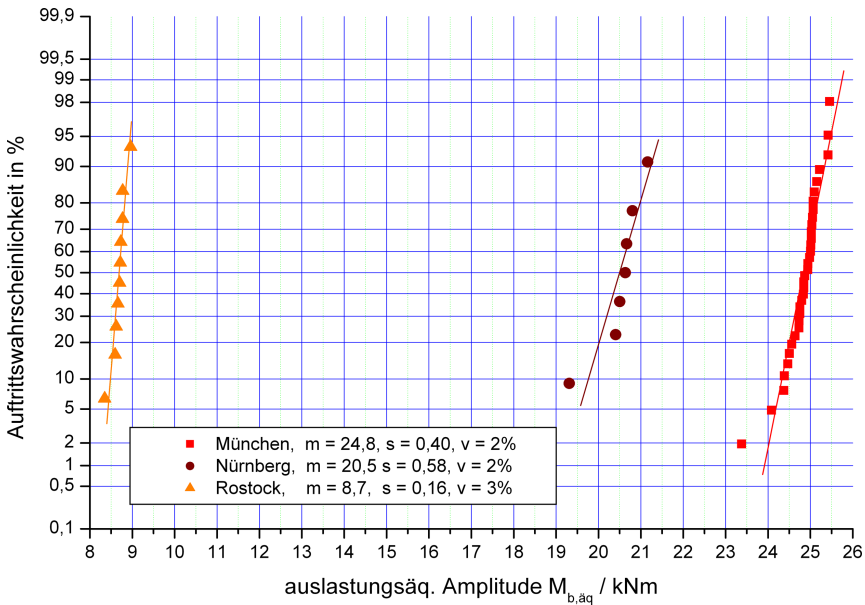
Auffällig ist die Deckungsgleichheit aller dargestellten 32 Kurven. Im Bereich des Kollektivhöchstwertes, also bei niedrigen Schwing-



**Abbildung 7.6.:** Biegemomentkollektive aus 32 Wochen Klassierboxmessung auf der U6 in München, jeweils extrapoliert auf 3 Mio. km

spielzahlen, streuen die Beanspruchungen noch sichtbar. Ab einer Häufigkeit von ungefähr 30 Schwingspielen liegen alle Kollektive in einem sehr engen Streuband. Dies zeigt, dass trotz der Ungewissheit des Beladungszustandes die Beanspruchungen der Radsatzwelle insgesamt ungefähr gleich bleiben. Die durchschnittliche Beladung ist während der Messbeobachtung von mehr als einem halben Jahr quasi konstant geblieben.

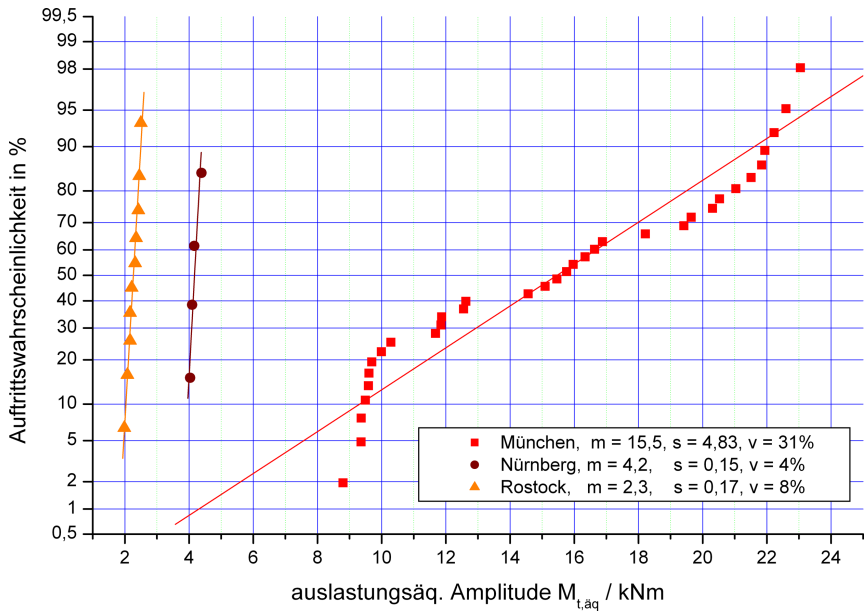
Um die Streuung quantifizieren zu können, werden die äquivalenten Amplituden der Kollektive in ein Wahrscheinlichkeitsnetz eingezeichnet. In Karlsruhe wurde die Klassierbox nicht eingesetzt, in Hamburg nur eine Woche lang. Daher sind diese Städte nicht in der Auswertung enthalten. In **Abbildung 7.7** ist zu erkennen, dass die aufgezeichneten Biegemomente während der gemessenen Zeit nur wenig variieren. Die ausgewerteten Variationskoeffizienten liegen für die Städte München, Nürnberg und Rostock alle zwischen



**Abbildung 7.7.:** Äquivalente Amplituden aus Biegemomentkollektiven

2 und 3%. Das Wahrscheinlichkeitsnetz entspricht dem einer Normalverteilung, die Punktescharen ergeben für jede Stadt annähernd eine Gerade. Daher kann bei Biegemessstellen von einer Normalverteilung der äquivalenten Amplituden im Regelbetrieb ausgegangen werden.

Anders stellt sich die Sachlage bei Torsion dar, **Abbildung 7.8**. In Rostock ergibt sich ein Variationskoeffizient von 4%. In Nürnberg stiegen die aufgezeichneten Torsionsbeanspruchungen ab der vierten von sieben Wochen sprunghaft an. In der siebten Woche lagen fast alle aufgezeichneten Schwingspiele oberhalb des eingestellten Messbereichs. Dies deutet auf einen langsamen Ausfall der Messstelle hin, der sich anfänglich nur durch seltene Spitzen im Messsi-



**Abbildung 7.8.:** Äquivalente Amplituden aus Torsionsmomentkollektiven

gnal bemerkbar macht. Eine Auswertung der ersten 4 Wochen ergibt einen Variationskoeffizienten von 8%. Die Tendenz, dass die Torsion stärker streut als die Biegung, ist damit vorgezeichnet. Diese Annahme wird von den Messergebnissen aus München unterstützt. Hier wächst der Variationskoeffizient auf 31%. Auch hier wurden zwischenzeitlich Messsignale oberhalb des Messbereiches aufgezeichnet, allerdings waren diese Spitzen nicht konstant vorhanden. Wochen, in denen sehr hohe Torsionsbeanspruchungen gemessen wurden, wechselten sich mit normal erscheinenden Wochen ab. Es muss daher davon ausgegangen werden, dass die Messstelle keinen Defekt aufwies, sondern die Streuung der Werte tatsächlich so hoch ist.

Als Verteilungsannahme ist offenbar die Normalverteilung hier un-

geeignet, da die Punkte nicht näherungsweise auf einer Geraden liegen. Das gleiche gilt für ein Wahrscheinlichkeitsnetz der Log-Normalverteilung, dieser Verteilung entstammen die Werte offenbar auch nicht. Welcher Gesetzmäßigkeit sich die Werte unterwerfen, konnte nicht geklärt werden.

### **Resümee:**

**Die Streuung der Biegemomentamplituden im Fahrgastbetrieb ist als sehr gering einzustufen (Variationskoeffizient  $v = 2 - 3\%$ ). Die äquivalenten Amplituden können als normalverteilt angenommen werden. Bei Torsionsbelastung ist die Verteilung unbekannt, die Streuungen liegen jedoch deutlich höher als bei der Biegung.**

Zum Thema Langzeitentwicklung der Fahrgastzahlen kann auf der Basis dieser Messwerte keine Aussage getätigt werden. Längerfristige Veränderungen wie z. B. die kontinuierliche Erhöhung der Benzinpreise können im Lauf von mehreren Jahren eine Auswirkung auf die durchschnittlichen Fahrgastzahlen und damit auch auf die durchschnittliche Belastung der Radsatzwelle haben. Jedoch wird nach Aussagen einiger Betreiber dieser Effekt für die nächsten Jahre als nicht gravierend eingeschätzt. Eine Erhöhung der durchschnittlichen Fahrgastzahlen würde den Verkehrsbetrieb zwingen, mehr Züge pro Zeiteinheit auf der Strecke einzusetzen, um den Komfort für die Fahrgäste zu erhalten.





## **8. Ansätze zur Ableitung synthetischer Kollektive**

Für eine treffsichere Auslegung einer Radsatzwelle hinsichtlich Festigkeit bedarf es zweierlei: Die Beanspruchbarkeit und die Beanspruchung des Bauteils müssen hinreichend gut bekannt sein. Jede Ungenauigkeit in der Kenntnis einer dieser beiden Komponenten muss letztendlich über einen Sicherheitsfaktor, d. h. einen zusätzlich geforderten Abstand zwischen Beanspruchung und Beanspruchbarkeit aufgefangen werden.

Auf die Ermittlung der korrekten Festigkeit wird in dieser Arbeit nicht eingegangen. Untersuchungen zu diesem Thema sind im Abschlussbericht [Trau04] zu finden. Über den bei allen Radsatzwellen in dieser Arbeit verwendeten Werkstoff A4T sind hinreichend Werte bezüglich der Festigkeit bekannt.

Wünschenswert für die Ableitung der Beanspruchung an einer Radsatzwelle ist ein Algorithmus, der in Abhängigkeit von diversen Randparametern ein Kollektiv errechnet, welches für eine bestimmte Laufzeit von z. B. 3 Mio. km angesetzt werden kann. In diesem Kapitel sollen grundsätzliche Überlegungen hinsichtlich einer solchen Lösung erörtert werden.

### **8.1. Einfluss der Trassierung**

Bei der Untersuchung der Beanspruchung zeigen sich teilweise große Unterschiede je nach Fahrzeugtyp und Einsatzgebiet. Diese Erkennt-

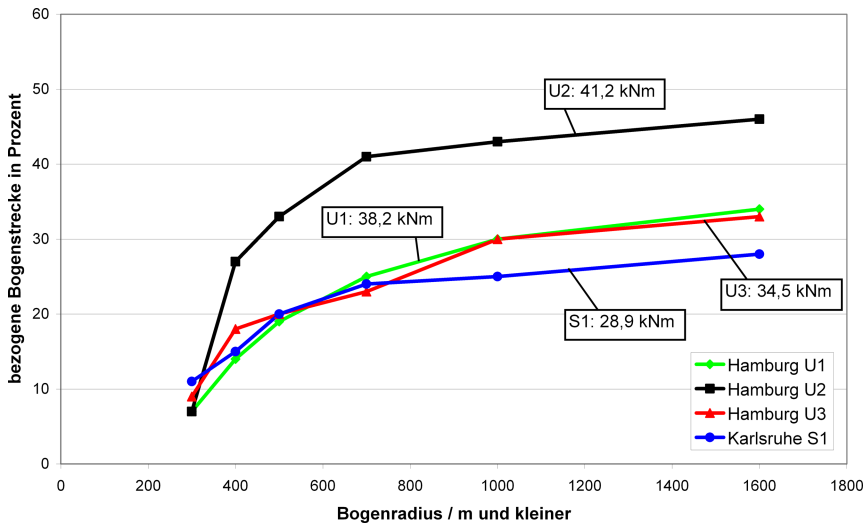
---

nis wurde bereits bei vergangenen Messungen von Radsatzwellenbeanspruchungen im Schienennahverkehr dokumentiert, vgl. [Otte05]. Anhand von vier vorliegenden Daten zur Trassierungsbeschreibung der Hamburger Linien U1, U2 und U3 sowie der Karlsruher Linie S1 (Albtalbahn) wurde die Hypothese aufgestellt, dass ein hoher Anteil an engen Bögen automatisch zu hohen Beanspruchungen an der Radsatzwelle und damit zu einem völligen Kollektiv führt.

Für die in [Otte05] untersuchten Strecken wurde der Zusammenhang zwischen den Trassierungen und den auslastungsäquivalenten Amplituden mittels der Wöhlerlinie, wie in Abschnitt 5.6 definiert, erneut herausgearbeitet. Das Ergebnis ist in **Abbildung 8.1** dargestellt. Die farbigen Linien zeigen den auf die Gesamtstrecke bezogenen Anteil aus Bögen in Verbindung mit ihrem Radius. So besteht z. B. auf der Hamburger U2 ein Streckenanteil von 33% aus Bögen, die einen Bogenradius von 500 m oder weniger aufweisen. Zusätzlich angegeben sind die äquivalenten Amplituden als Biegemoment, die Angabe ist daher unabhängig vom Wellendurchmesser. Es zeigt sich eine qualitative Vergleichbarkeit, in der das Befahren einer Strecke mit mehr bzw. engeren Bögen auch zu höheren Beanspruchungen führt.

Um diese Hypothese weiter zu untersuchen, wurde das Schienennetz der Münchner U-Bahn komplett nach Bogenradien und Bogenlängen ausgewertet. Die Daten entstammen technischen Zeichnungen bzw. Lageplänen, die vom Betreiber zur Verfügung gestellt wurden. Die Anteile der Bögen wurden für jede Linie (U1 bis U6) ermittelt, und sie können analog zu den Auswertungen von Hamburg und Karlsruhe mit den gemessenen Kollektiven in Beziehung gebracht werden.

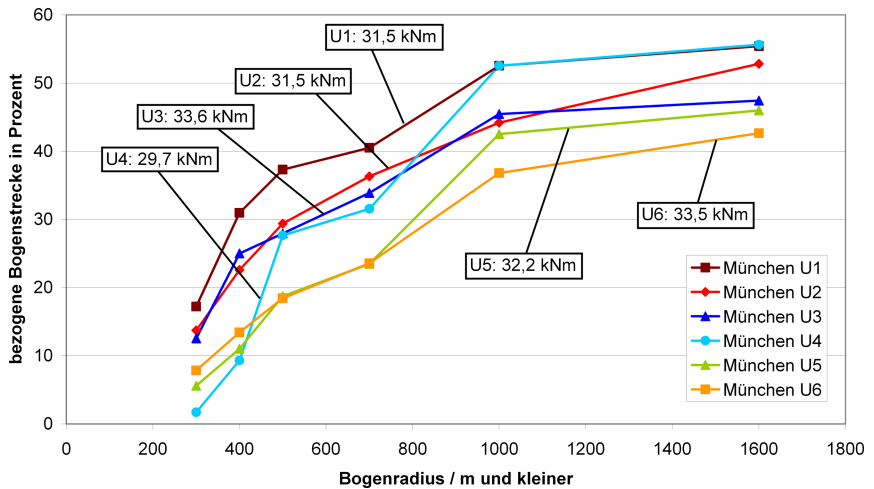
Die Hypothese über einen direkten Zusammenhang zwischen Bogenanteil und Radsatzwellenbeanspruchung konnte anhand der Daten von München nicht bestätigt werden, **Abbildung 8.2**. Die Linie U6, die deutlich den geringsten Anteil an Bögen, insbesondere an engen Bögen aufweist, zeigt bei der Messfahrt insgesamt die zweithöchste Beanspruchung von 33,5 kNm. Auch im Vergleich mit



**Abbildung 8.1.:** Vergleich des Anteils an Bogenradien in Hamburg und Karlsruhe mit den gemessenen äquivalenten Amplituden, voll beladen, vor- und nachlaufend

den Bögen aus Hamburg und Karlsruhe passt der relative Vergleich nicht. Die Münchner U1 hat eine mit der Hamburger U2 vergleichbare Trassierung, die Welle zeigt dennoch deutlich niedrigere Beanspruchungen (obwohl das Münchner Fahrzeug ein höheres Radaufstandsgewicht aufweist). Die Münchner U6 hat bis zu einem Bogenradius von 700 m den gleichen Bogenanteil wie die Hamburger U1 und U3. Sowohl das Hamburger als auch das Münchner Netz enthalten also bogenreiche wie bogenärmere Strecken. Trotzdem reicht das Streuband in München von 29,7 kNm bis 33,6 kNm, während im Hamburger Netz deutlich größere Abweichungen von 34,5 kNm bis 41,2 kNm zwischen den Strecken auftreten.

In [Otte08] wird angeraten, die Querbeschleunigungswerte, die beim Durchfahren eines Bogens auftreten, mit Hilfe der Gleisüberhöhungen mit in die Bewertung der Trassierung einzurechnen. Diese Werte



**Abbildung 8.2.:** Vergleich des Anteils an Bogenradien in München mit den gemessenen äquivalenten Amplituden, voll beladen, vor- und nachlaufend

lagen für das Münchner Netz nicht vor, evtl. würden sie das Bild korrigieren. Das Betrachten des Bogenanteils als alleiniger Faktor zur Ableitung einer synthetischen Beanspruchung ist jedoch innerhalb einer Strecke nicht ausreichend.

## 8.2. Abgleich der Beanspruchung auf geradem Gleis mit der Norm

In Abschnitt 6.5 wurde gezeigt, dass die Abschätzung der heute gültigen EN13103 bzw. EN13104 mit den in den Messfahrten ermittelten Daten nicht immer übereinstimmt. Als Grund wurde in erster Linie die bei der Berechnung der Beanspruchung nicht einfließende Trassierung vermutet. Im letzten Abschnitt wurde gezeigt, dass der Trassierungseinfluss nur über Betrachtung der Bogenradien nicht

hinreichend abgeschätzt werden kann. Um das Problem der synthetischen Abschätzung vorerst zu vereinfachen, wird im Folgenden die Belastung der Radsatzwelle beim Rollen auf geradem Gleis mit der Annahme der Norm verglichen.

Nach dem Berechnungsmuster der EN13103 bzw. EN13104 kann die Belastung der Radsatzwelle bei der Geradeausfahrt dadurch bestimmt werden, indem die Faktoren  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $f_{y1}$  und  $f_{y2}$  zu Null gesetzt werden, vgl. Abschnitt 4.2.1. Damit ergibt sich zwischen den Radaufstandspunkten ein fast konstanter Momentenverlauf, der nur durch die auf der Radsatzwelle vorhandenen ungefederten Massen (z. B. Bremsscheibe, Achsstern usw.) eine leichte Asymmetrie erhalten kann. Die entstehenden Gewichtskräfte sind jedoch im Vergleich zu den restlichen an der Welle angreifenden Kräften gering.

Aus den Messdaten kann während eines geraden Gleisstücks die aus der Umlaufbiegung resultierende Lastamplitude an jeder Messstelle bestimmt werden. Die Bezeichnung „gerades Gleis“ ist in diesem Zusammenhang subjektiv zu verstehen. Die Beanspruchung an der Radsatzwelle bei Geradeausfahrt auf einem nivellierten Gleis konnte mangels Verfügbarkeit nicht untersucht werden. Da aber schon das nominelle Gewicht eines Zuges von seinem tatsächlichen Gewicht abweicht, sind kleinere Ungenauigkeiten beim Bestimmen der Last bei der Geradeausfahrt zu tolerieren. In **Tabelle 8.1** sind beispielhaft die Radaufstandslasten der Drehgestelle A1 bis B2 von gleichen Münchner A-Wagen einander gegenüber gestellt. Es ergibt sich am Drehgestell A1 eine Streuung von knapp 200 kg. Laut der  $2\sigma$ -Regel der Statistik weichen demnach etwa 5% A1-Drehgestellgewichte um mehr als 400 kg vom Mittelwert ab.

Um die Fehlerquelle auszuschließen, ein nicht repräsentatives Stück aus dem Messsignal auszuwerten, wurden drei Gleisabschnitte mit geradem Verlauf pro Stadt ausgewählt und zu jedem die Belastung der Radsatzwelle ermittelt. Innerhalb eines geraden Abschnitts wurden einige wenige Schwingspiele ausgeschnitten und die Differenz zwischen dem maximal und minimal auftretendem Wert gebildet,

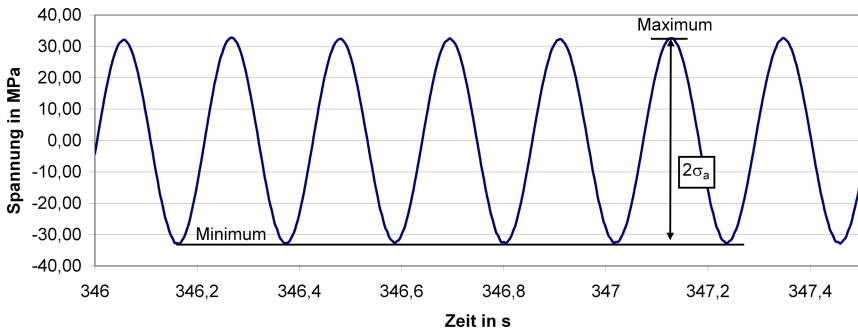
---

---

Wagen-Nr.	A1	A2	B2	B1
6301/7301	13620	12880	12994	13720
6303/7303	14200	13100	12900	13700
6305/7305	13500	13040	12980	13780
6307/7307	13520	12960	12900	13700
6309/7309	13600	12920	12900	13700
6311/7311	13600	12940	13000	13900
6313/7313	13580	13000	13000	13700
6315/7315	13560	13080	12960	13700
6317/7317	13540	13100	13000	13700
6319/7319	13640	13000	13000	13780
6321/7321	13680	13020	13040	13760
<b>Mittelwert</b>	13640	13004	12970	13740
<b>Streuung</b>	193	74	49	63

**Tabelle 8.1.:** Drehgestellgewichte von Münchner A-Wagen aus Verwiegeprotokollen im Vergleich (Angaben in kg)

## 8.2. Abgleich der Beanspruchung auf geradem Gleis mit der Norm



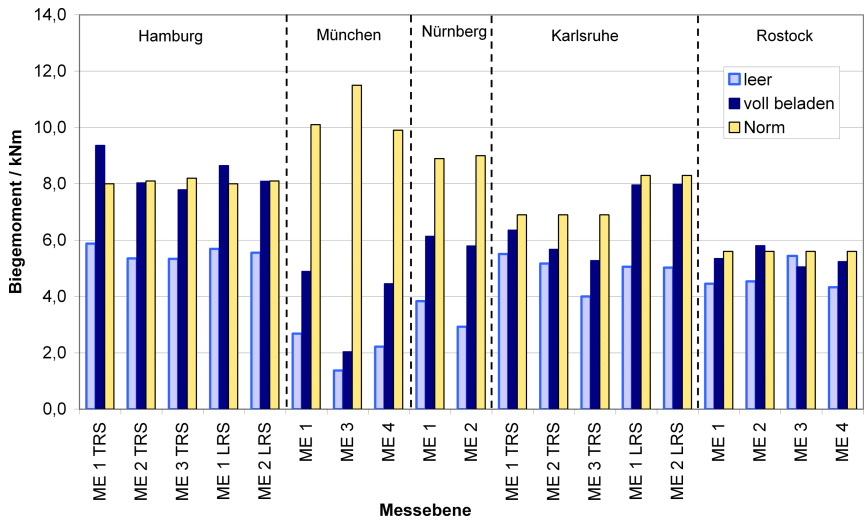
**Abbildung 8.3.:** Exemplarischer Ausschnitt bei Geradeausfahrt in Hamburg zwischen Steinfurter Allee und Mümmelmannsberg, M11, voll beladen

**Abbildung 8.3.** Pro Messstelle ergeben sich so aufgrund der drei Gleisabschnitte drei Werte aus dem Geradeauslauf pro Fahrzeug. Von diesen drei Werten wird der Median als repräsentativer Wert ausgewählt. Im Gegensatz zum arithmetischen Mittelwert hat der Median den Vorteil, durch einzelne Ausreißer nicht beeinflusst zu werden. Sollte also bei den drei Gleisabschnitten unbeabsichtigt ein ungünstiger Abschnitt ausgewählt worden sein (der also zu große oder zu kleine Werte liefert), bleibt der Median davon unberührt. Der so ermittelte Wert soll im Folgenden Geradeauslast genannt werden:

### Begriffsdefinition:

Als **Geradeauslast** wird die Last verstanden, die während einer Messung auf geradem Gleis an einer Messstelle gemessen wurde. Sie wird im Folgenden mit  $L_g$  bezeichnet.

Die Geradeauslast wird als Biegemoment dargestellt und mit dem Wert der Norm verglichen, **Abbildung 8.4**. Da die Norm von einem voll beladenen Fahrzeug ausgeht, muss die Messfahrt mit dem voll beladenen Fahrzeug zum Vergleich heran gezogen werden. Der Vollständigkeit halber sind die Werte aus der Messfahrt mit den un-



**Abbildung 8.4.:** Gemessene Geradeauslast  $L_g$  im Vergleich zur statischen Last nach EN13103 bzw. EN13104

beladenen Zügen mit angegeben.

Das innengelagerte Fahrzeug in Rostock wurde in Abschnitt 6.5 nicht behandelt, da ein Vergleich mit der Norm dort nicht sinnvoll erschien. Die Begründung liegt in der angenommenen Wirkungsrichtung der Spurführungskräfte. Diese werden jedoch für die Berechnung der Geradeauslast zu Null gesetzt, wodurch sich deren Berechnung für Innen- wie Außenlagerung gleich darstellt. Die sich ergebende Wirkungsrichtung des Biegemoments ist aufgrund der umlaufenden Welle nicht relevant. In den dargestellten Vergleichen ist deshalb auch das Rostocker Fahrzeug mit aufgeführt.

In Hamburg, Karlsruhe und Rostock zeigt die Abschätzung der Norm eine etwaige Übereinstimmung mit der gemessenen Volllast der Fahrzeuge. Eine leichte Unterschätzung tritt hier lediglich in Hamburg jeweils an den Messebenen 1 am Treib- und Laufradsatz auf. Beide befinden sich an der gleichen Stelle und die Radsatzwellen sind



geometrisch gleich. Die leichte Abweichung zu den anderen Messstellen scheint daher systematischer Natur zu sein. In Karlsruhe sind Treib- und Laufradsatz nicht baugleich, was sowohl die gemessenen als auch die berechneten Werte wider spiegeln.

In München und Nürnberg ergibt die Berechnung der Geradeauslast nach Norm deutlich zu hohe Werte. Dieser Effekt ist der großen Masse des achsreitenden Antriebs zuzuschreiben. Die  $F_i$ -Kräfte liegen in einer ganz anderen Größenordnung als in Hamburg und Karlsruhe. Um die Massenkräfte konservativ zu bewerten, wirken sie in der Normberechnung nach oben, um das Biegemoment zu vergrößern. Real wirken diese Kräfte jedoch dem durch die Außenlagerung aufgebrachten Biegemoment entgegen. Eine alleinige Anpassung der Krafrichtung würde allerdings nicht ausreichen, um mit den restlichen Annahmen der Norm auf die gemessenen Beanspruchungen zu kommen. Der reitende Antrieb versteift das gesamte System derart, dass die realen Lasten immer noch deutlich unter den Werten der theoretischen Überlegung liegen. Deutlich wird die Versteifung des Radsatzes anhand der Messebene 3 am Münchner Radsatz, die sich zwischen den Lagern befindet.

Die durch die Norm zu groß abgeschätzten Werte bedeuten nicht, dass die Norm zu konservativen Abschätzungen führt. Da die Dynamikfaktoren der Norm, die bei der Geradeausfahrt keine Rolle spielen, auf Erfahrungswerten aus mehreren Jahrzehnten beruhen, darf zum Ziel der Gesamtbeurteilung nur das Endergebnis einer Radsatzwellenberechnung nach Norm mit den Messwerten verglichen werden. Hier geht es jedoch um das Differenzieren der in der Realität auftretenden Beanspruchungen in verschiedenen Bereichen, um letztendlich eine genauere Abschätzung zu ermöglichen.

## 8.3. Analyse der Dynamik durch Bogenfahrt

Im letzten Abschnitt wurde auf die Beanspruchung der Radsatzwelle im geraden Gleis eingegangen, d. h. die Beanspruchung, mit der die

---

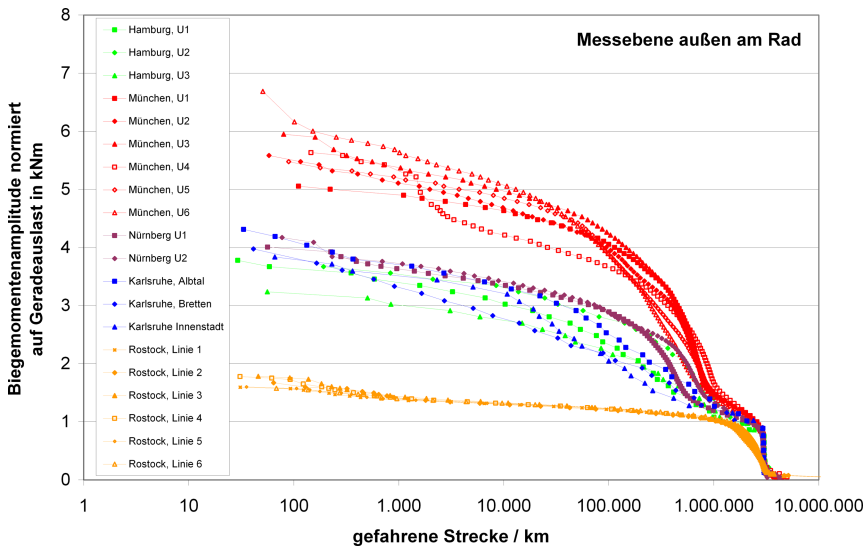
Radsatzwelle bei reiner Geradeausfahrt entsteht. Durch Bogenfahrt wird diese Geradeauslast erhöht und führt somit zu den unterschiedlich völligen Kollektiven bei den Zügen. Die Völligkeit ist von mehreren Faktoren abhängig, die bislang noch nicht quantifiziert werden konnten.

In diesem Abschnitt soll nun der dynamische Anteil der Beanspruchung an der Radsatzwelle untersucht werden. Dazu werden die Kollektive auf die gemessene Geradeauslast normiert. Jeder Lastwert größer als 1 stellt somit eine Überhöhung der Geradeauslast dar, jeder Wert kleiner als 1 eine Entlastung des Radsatzes.

Um den Vergleich fahrzeugübergreifend gestalten zu können, werden die Beanspruchungen als Biegemoment angegeben, womit sie unabhängig vom Radsatzwellendurchmesser sind. Das Fahrzeuggewicht geht linear in die Belastung der Radsatzwelle ein, vgl. Abschnitt 5.5.4, also auch in die Geradeauslast. Durch die Normierung auf die Geradeauslast ist ein Vergleich zwischen verschiedenen Fahrzeugen unabhängig vom Gewicht möglich. **Abbildung 8.5** zeigt die Kollektive von verschiedenen Zügen bzw. Strecken anhand der jeweils äußersten Messebene.

Die Rostocker Kollektive weisen im Vergleich mit den außengelagerten Fahrzeugen viel niedrigere Dynamikwerte auf. Durch Bogenfahrten wird die Radsatzwelle hier entlastet, was im Bereich der hohen Schwingungszahlen ab 1 Mio. km zu erkennen ist. Während die außengelagerten Fahrzeuge kaum Werte unterhalb ihrer Geradeauslast  $L_g$  aufweisen, ist der entlastende Anteil (Werte unterhalb von 1) beim innengelagerten Fahrzeug deutlich zu erkennen.

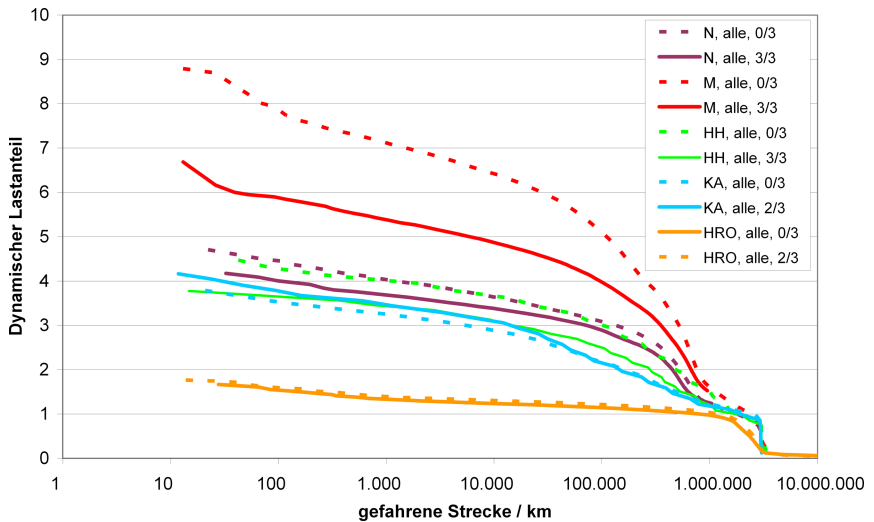
Der Unterschied zwischen Außen- und Innenlagerung ist erwartungsgemäß, aber die Kollektive der außengelagerten Fahrzeuge lassen sich deutlich in zwei Gruppen unterteilen. Die Gruppe mit den niedrigeren Dynamiken bilden die Fahrzeuge aus Nürnberg, Hamburg und Karlsruhe. Innerhalb dieser Gruppe liegen die Hamburger U2 und die beiden Nürnberger Strecken im oberen Bereich. Dies spiegelt sich insbesondere in dem Bereich der am meisten schädigenden



**Abbildung 8.5.:** Auf die Geradelaast normierte Kollektive, extrapoliert auf 3 Mio. km, vor- und nachlaufend, Messstelle nah am Rad

Schwingspiele bei ca. 500.000 km wider, in dem sich diese Kollektive gegenüber der Hamburger U1/U3 und den Karlsruher Strecken abgrenzen.

Sehr deutlich ist jedoch der große Unterschied im Vergleich zu den Münchner Kollektiven, die insgesamt eine etwa um den Faktor 1,5 größere Dynamik aufweisen. Eine Begründung für diesen Effekt kann in dem achsreitenden Antrieb gesehen werden. Bei diesem Antriebskonzept stützt sich das Gewicht des Elektromotors inkl. Getriebe komplett auf den beiden Radsatzwellen innerhalb eines Drehgestells ab. Die vergleichsweise hohe Masse dieses Konstrukts kann durch die Vertikaldynamik des Zuges während der Fahrt zum Schwingen angeregt werden und sorgt aufgrund seiner Massenträgheit für große Belastungsschwankungen der Radsatzwelle. Der dynamische Anteil ist bei diesem Konzept viel größer als beim Hohl-



**Abbildung 8.6.:** Dynamik eines Zuges in Abhängigkeit von der Beladung

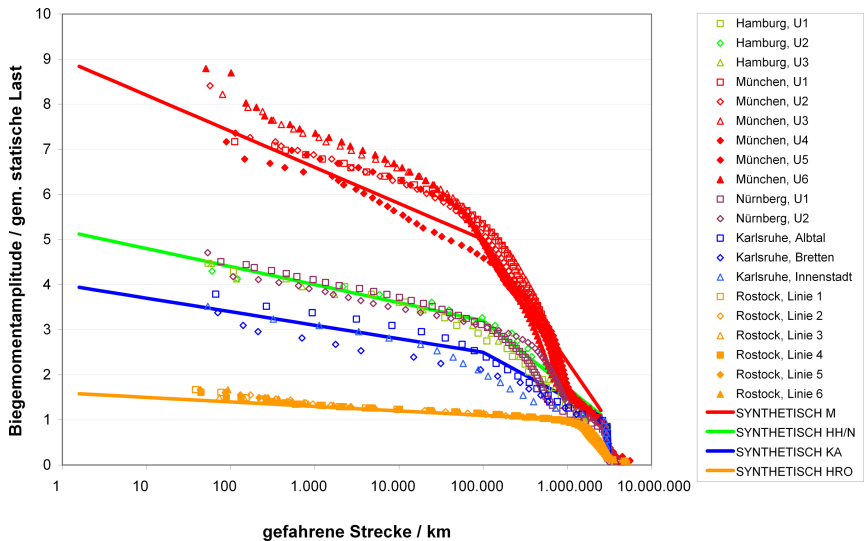
wellenantrieb, der in Hamburg oder Karlsruhe zum Einsatz kommt.

Qualitativ hat diese Aussage auch für Nürnberg Bestand. Dieses Fahrzeug ist ebenfalls mit einem achsreitenden Antrieb ausgestattet, und die Kollektive befinden sich aus diesem Grund im oberen Bereich der Kollektivgruppe mit den niedrigen Dynamiken. Das Kollektiv der Hamburger U2 ist sehr völlig und liefert ungewöhnlich hohe Belastungen. Es liegt auf gleichem Belastungsniveau wie die Nürnberger Kollektive. Zur Trassierung in Nürnberg liegen keine Daten vor. Das Netz wurde jedoch vom Betreiber als sehr bogenarm beschrieben. Diese Aussage deckt sich auch mit dem subjektiven Empfinden des Autors, der bei allen Messfahrten an Bord des Zuges dabei war. Der hohe Einfluss des achsreitenden Antriebs ist eine Erklärung, warum die Kollektive einer sehr anspruchsvollen und einer vergleichsweise bogenarmen Trassierung auf vergleichbarem Niveau liegen.

Für die statische Last gilt, dass sie linear mit der Zuladung wächst. Interessanterweise liegt bei der Dynamik eine andere Sachlage vor, wie **Abbildung 8.6** zeigt. Im Vergleich zwischen beladenen und unbeladenen Zügen sind die gemessenen Dynamiken des leeren Zuges tendenziell höher. Verglichen werden jeweils die Beanspruchungen mit maximaler und ohne Zuladung. Für Karlsruhe und Rostock wurde die 2/3-Beladung dargestellt, da kein gemessenes Kollektiv bei voller Beladung vorliegt. Der Effekt ist bei diesen beiden Zügen nicht so ausgeprägt zu beobachten, hier liegen die Dynamiken unabhängig von der Last auf etwa gleichem Niveau. Dies gilt insbesondere für den relevanten Bereich der hohen Schwingungszahlen. Im Fall München ist der Unterschied zwischen den Beladungszuständen besonders deutlich. Bei unbeladenem Zug liegen die dynamischen Anteile des Kollektivs etwa um den Faktor 1,4 oberhalb des voll beladenen. Vermutlich ist das Feder-Dämpfer-System, welches den Wagenkasten von den Drehgestellen und damit auch von den Radsatzwellen abkoppelt, der Grund für diesen Effekt. Wäre in einem Gedankenspiel das Wagenkastengewicht um ein Vielfaches höher, so würden die Federn auf Anschlag gehen und es gäbe keine gefederten Massen mehr, die eine Dynamik erzeugen könnten.

## 8.4. Abschätzung der dynamischen Last

Die Form der Lastkollektive ist für außengelagerte Radsatzwellen allgemein ähnlich, wobei Unterschiede zwischen dem sog. Vollbahnbereich und dem Schienennahverkehr zu finden sind, vgl. [Jenn04, Otte08]. Die Unterschiede im dynamischen Anteil der Kollektive im Vergleich zwischen verschiedenen gemessenen Zügen, machen sich in erster Linie in Abhängigkeit vom Fahrzeug bzw. vom Gesamtnetz bemerkbar. Kleinere Unterschiede zwischen einzelnen Linien, z. B. im Münchner Nahverkehr, sind zwar zu erkennen, aber es erscheint wenig sinnvoll, für jede einzelne Strecke eine synthetische Abschätzung zu kreieren. Für die Lastannahme nicht nur im Schie-



**Abbildung 8.7.:** Abschätzung der Dynamik verschiedener Fahrzeuggruppen

nennahverkehr gilt der generelle Grundsatz, dass je weniger über die auftretenden Lasten des konkret vorliegenden Falles bekannt ist, desto mehr muss diese Ungewissheit über Sicherheitsfaktoren ausgeglichen werden. Eine synthetische Abschätzung sollte daher eher mehrere ähnliche Kollektive ungefähr abdecken, als einige wenige genau.

In **Abbildung 8.7** sind die Dynamiken aller gemessenen Fahrzeuge abgebildet. Dargestellt sind hier die Leerkollektive, da diese die höheren Dynamiken aufweisen. Es zeigen sich mit Blick auf die Dynamik vier unterschiedliche Gruppierungen. Das Münchner Fahrzeug weist deutlich die höchsten Dynamiken auf. In der zweiten Gruppe folgen das Hamburger und das Nürnberger Fahrzeug, die im Streuband nicht voneinander zu unterscheiden sind. Als drittes folgt das Fahrzeug aus Karlsruhe, welches die geringste Dynamik al-

ler betrachteten außengelagerten Fahrzeuge aufweist. Noch weniger Dynamik liefert das Rostocker Fahrzeug aufgrund seiner Innenlagerung.

Die geringen Dynamiken in Karlsruhe sind durch das Fahrzeug selbst zu begründen. Es handelt sich hier um ein Zweisystemfahrzeug, welches typische Straßenbahncharakteristiken aufweist. So ist die Federung im Innenraum im Gegensatz zu einer U-Bahn vergleichsweise hart, die Dynamik der Strecke überträgt sich subjektiv viel stärker auf den Fahrgast, als das bei den U-Bahn-Fahrzeugen der Fall ist.

Die U-Bahnen in Hamburg und Nürnberg weisen sehr ähnliche Dynamiken auf. Auch wenn die U2 in Hamburg die höchsten Beanspruchungen erzeugt, sind die Dynamiken sehr ähnlich. Es ist zu erwarten, dass es sich dabei um ein typisches Dynamikprofil für U-Bahn-Fahrzeuge handelt.

Die Dynamiken in München erscheinen im Vergleich zu den anderen Fahrzeugen sehr hoch. Welche Eigenschaften des Fahrzeugs sorgen für derartige Überhöhungen der statischen Last? Da die Radsatzwelle und das Antriebskonzept (achsreitender Antrieb) identisch zu Nürnberger Fahrzeug sind, scheinen die Komponenten oberhalb des Drehgestells einen starken Einfluss auf das Gesamtsystemverhalten des Zuges zu haben. Die Radsatzwellenbeanspruchung kann offenbar nicht von der Bauart des Zuges und insbesondere von der Ausführung der Federebenen, die das Drehgestell vom Wagenkasten entkoppeln, losgelöst werden.

Unabhängig von noch zu klärenden Fragen, warum genau die dynamischen Lasten so unterschiedlich sind, soll versucht werden, die Dynamik der aufgezeigten verschiedenen Gruppen durch eine abschätzende Formel zu erfassen. Diese Abschätzung soll in erster Linie die grobe Kollektivform abbilden und Unterschiede in den einzelnen Linien außer Betracht lassen. Die Unterschiede der einzelnen Linien können durch eine fahrzeugabhängige Schätzung der Dynamik nicht abgebildet werden. Aus diesem Grund wird die Dynamik

---

über einen zweiteiligen Polygonzug, und nicht über eine eine modifizierte Form von mathematischen Kollektiven (siehe Abschnitt 3.3) abgebildet.

Trägt man die Radsatzkollektive in halblogarithmischer Darstellung auf, bilden die Kollektivstufen mit den hohen Lastamplituden bis zu einer Schwingenspielzahl von etwa  $10^5$  annähernd eine abfallende Gerade. Die Neigung dieser Geraden erscheint dabei um so flacher, je niedriger der Kollektivhöchstwert ist. Für Schwingenspielzahlen  $N > 10^5$  ergibt sich annähernd wieder eine Gerade, die wesentlich steiler verläuft als die Gerade im ersten Abschnitt. Alle Kollektive weisen letztendlich einen Fixpunkt bei der dynamischen Last von  $F_{dyn} = 1$  beim Kollektivumfang  $H_0$  von 3 Mio. km auf. Der Anteil der Schwingenspiele, die einen dynamischen Wert kleiner als 1 aufweisen, ist gering. Die Entlastung eines Radsatzes z. B. durch die Überfahrt einer Kuppe oder durch die Vertikaldynamik des Zuges ist bei außengelagerten Fahrzeugen nicht feststellbar.

Eine Abschätzung erfolgt so über die Angabe der Neigung  $m$  im ersten Bereich mit  $N < 10^5$  Schwingenspielen und über die dynamische Last  $f_5$  bei  $N = 10^5$  Schwingenspielen. Über den zweiten Fixpunkt, der konstant bei der dynamischen Last 1 und dem Kollektivumfang  $H_0 = 3 \cdot 10^6$  km liegt, ergibt sich die Neigung der zweiten Geraden. Mit den gerundeten Werten

$$\log\left(\frac{10^5}{3 \cdot 10^6}\right) \approx -1,48$$

und

$$\frac{\log(3 \cdot 10^6)}{\log\left(\frac{10^5}{3 \cdot 10^6}\right)} \approx 4,38$$

ergibt sich demnach der folgende Zusammenhang:



Fahrzeugkonzept	Stadt	Kategorie	m	f5
Außenlagerung	M	hohe Dynamik	0,8	5
	HH, N	mittlere Dynamik	0,4	3,2
	KA	niedrige Dynamik	4	2,5
Innenlagerung	HRO		0,1	1,1

**Tabelle 8.2.:** Parameter zur Erzeugung der Polygonzüge in Abbildung 8.7

$$L_{dyn} = \begin{cases} m \cdot \log \frac{10^5}{N} + f_5 & \text{falls } N \leq 10^5 \\ -\frac{(f_5-1)}{1,48} \log(N) + 1 + 4,38(f_5 - 1) & \text{falls } 10^5 < N \leq 3 \cdot 10^6 \\ 0 & \text{falls } N > 3 \cdot 10^6 \end{cases}$$

(8.1)

Die Formel ist auch auf andere Kollektivumfänge als  $3 \cdot 10^6$  km anpassbar. Dies entspricht nach Kenntnis des Autors jedoch der üblicherweise geplanten Gesamtlaufzeit eines Zuges im Personenverkehr. Die Parameter für  $m$  und  $f_5$ , mit denen die in **Abbildung 8.7** dargestellten Polygonzüge gezeichnet wurden, sind in **Tabelle 8.2** aufgelistet.

## 8.5. Gesamtkonzept zur Lastannahme

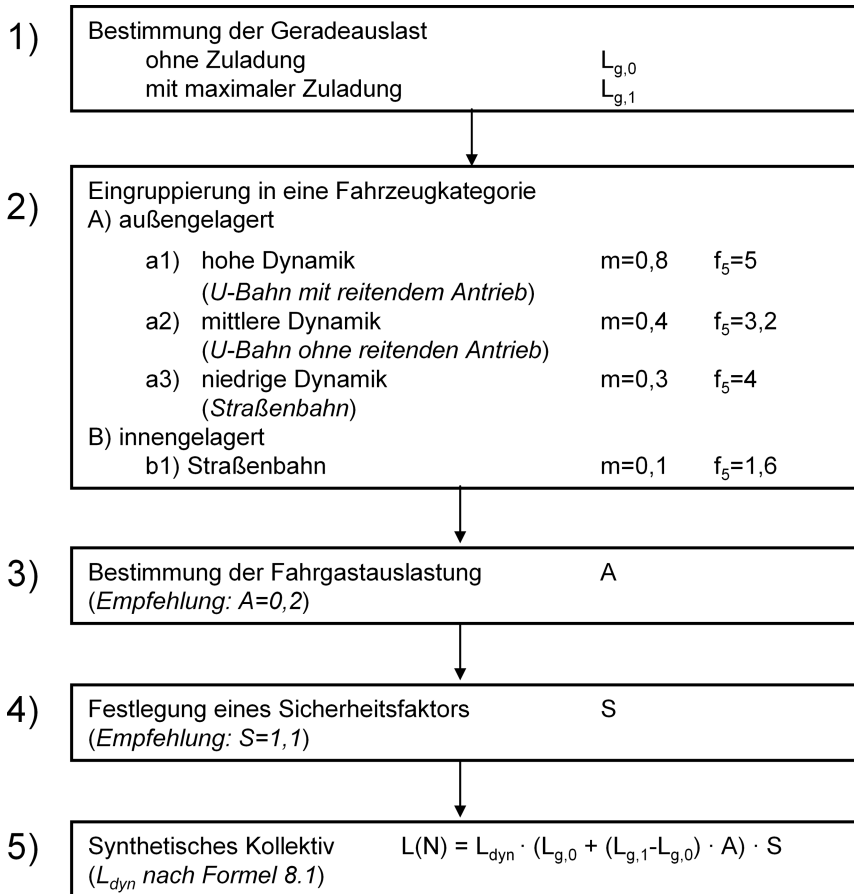
In den Untersuchungen zu dieser Arbeit wurde gezeigt, dass die verschiedenen Züge inkl. der Strecken, auf denen sie eingesetzt werden, sehr unterschiedliche Belastungen der Radsatzwelle mit sich bringen. Die Unterschiede stammen zu großen Teilen aus dem dynamischen Verhalten des Zuges.

Das gültige Regelwerk EN13103 bzw. EN13104 liefert die statische Last aus einer nachvollziehbaren Berechnung durch die Berücksichtigung von geometrischen Parametern wie Achsfahrmasse, Laufkreis-

---

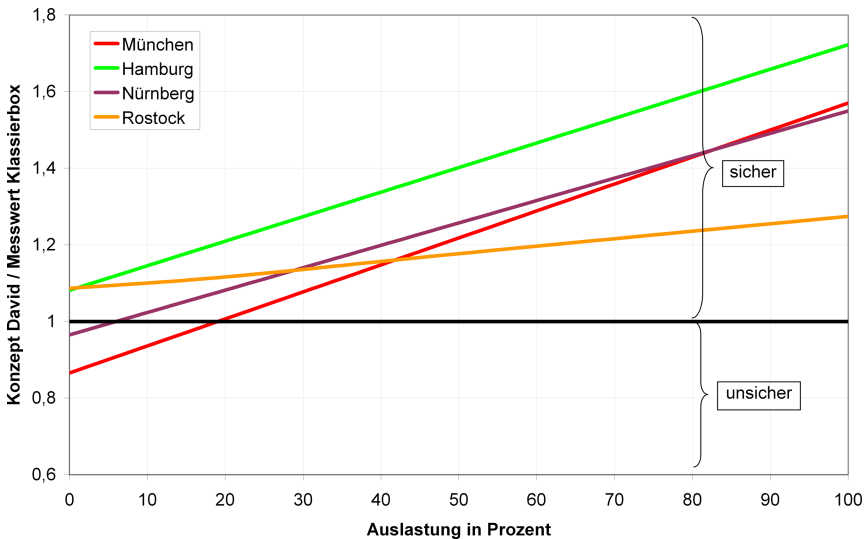
mittenabstand, Schwerpunkthöhe usw. Die Überhöhung durch die Dynamik wird jedoch für jeden Zug (Güterverkehr, Personenfernverkehr und Nahverkehr) durch die gleichen Faktoren abgeschätzt. Die Herkunft der Faktoren und somit auch ihr Praxisbezug ist nicht nachvollziehbar.

Es soll nun ein Konzept vorgestellt werden, das mit Hilfe von wenigen Randparametern eine konservative, aber dennoch möglichst genaue Abschätzung der an den Radsatzwellen auftretenden Lasten erlaubt. Dabei wird das unterschiedliche Verhalten der gemessenen Fahrzeuge entsprechend einbezogen. Das vorgestellte Konzept ist modular aufgebaut, so dass bei genauerer Kenntnis der Lasten einzelne Teile der Abschätzungen durch die bekannten Lasten ersetzt werden können. Grafisch ist die Vorgehensweise in **Abbildung 8.8** dargestellt.



**Abbildung 8.8.:** Schematischer Ablauf der Abschätzung synthetischer Kollektive

- 
1. **Bestimmung der Geradeauslast:** Bei Fahrt auf geradem Gleis wird die Welle mit einer konstanten Biegemomentamplitude belastet. Diese Last ist für zwei Beladungszustände zu bestimmen, idealerweise bei leerem Zug und bei maximaler Zuladung. Die entsprechenden Lasten werden mit  $L_{g,0}$  und  $L_{g,1}$  bezeichnet. Sind andere Beladungszustände bekannt, kann aufgrund der Linearität auf die beiden geforderten Zustände extrapoliert werden, vgl. Abschnitt 5.7.
  2. **Eingruppierung in eine Fahrzeugkategorie:** In diesem Abschnitt wird die dynamische Last abgeschätzt. Dies gestaltet sich wesentlich schwieriger als die Abschätzung der Geradeauslast und ist nur durch Erfahrungswerte möglich. In dieser Arbeit wurden insgesamt fünf Fahrzeuge untersucht. Das innengelagerte Fahrzeug bildet eine eigene Kategorie. Die außengelagerten Fahrzeuge werden in drei Gruppen mit hoher, mittlerer und niedriger Dynamik unterteilt, vgl. Abschnitt 8.4. Die bei dieser Einteilung zu verwendenden Parameter sind in **Tabelle 8.2** aufgeführt. Aus welchen Gründen ein Fahrzeug in welche Kategorien eingeordnet wird, kann hier nur vermutet und nicht endgültig geklärt werden. Es wird vorgeschlagen, bei Fahrzeugen mit achsreitendem Antrieb hohe Dynamiken anzusetzen, da die Radsatzwelle hier die gesamte Motormasse abstützt und diese aufgrund der Vertikaldynamik zu schwingen beginnen kann. U-Bahnen ohne achsreitenden Antrieb werden der mittleren Kategorie zugeordnet und straßenbahnähnliche Fahrzeuge der Kategorie mit niedriger Dynamik.
  3. **Bestimmung der Fahrgastauslastung:** Wenn bekannt ist, dass ein Nahverkehrsbetrieb die maximale Zuladung seines Zuges niemals erreicht, kann nach Meinung des Autors eine Auslegung auf eine geringere Auslastung erfolgen. In diesem Fall muss der Verkehrsbetrieb natürlich den Nachweis erbringen, dass seine Annahme über die Einsatzdauer des Zuges hinweg konservativ ist. Da viele Betriebe bereits mit automati-



**Abbildung 8.9.:** Vergleich der realen Belastung im Regelbetrieb mit den Ergebnissen des Konzeptes nach David in Abhängigkeit vom Auslastungsgrad  $A$

schen Fahrgastzählssystemen ausgestattet sind, ist diese Aufgabe prinzipiell zu bewältigen. In Abschnitt 7.1 wird gezeigt, dass die Auslastungen der untersuchten Fahrzeuge im Bereich von 10% liegen. Die gemessenen Kollektive aus dem Regelbetrieb liegen nahe dem der Leerfahrt. In **Abbildung 8.9** wird der Auslastungsgrad  $A$  variiert und die äquivalenten Amplituden der Ergebniskollektive werden mit denen der real gemessenen Kollektive verglichen. Es zeigt sich, dass ab einem rechnerischen Wert von  $A = 20\%$  alle gemessenen Beanspruchungen konservativ abgeschätzt werden. Nicht in der Betrachtung enthalten ist das Karlsruher Fahrzeug, da hier keine Klassierboxmessung vorliegt und somit auch die Beanspruchungen im Fahrgastbetrieb nicht bekannt sind.

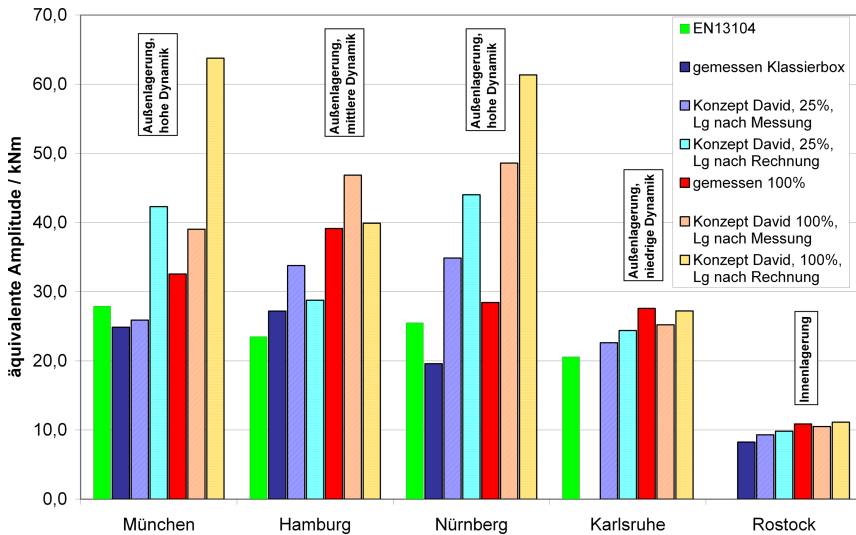
---

In München wurde während des Oktoberfestes eine durchschnittliche Auslastung von 23% gemessen. Diese Beladung darf realistisch als ein Extremum gewertet werden, was nur schwer zu übersteigen ist. Die Verwendung einer rechnerischen Auslastung von  $A = 25\%$  wird daher vom Autor als sinnvoll und hinreichend konservativ betrachtet.

4. **Festlegung eines Sicherheitsfaktors:** An dieser Stelle soll das Konzept die Möglichkeit bieten, einen zusätzlichen Sicherheitsfaktor in die Lastannahme einzubauen. Sollte ein zusätzlicher Sicherheitsfaktor aufgrund von Streuungen verwendet werden, kann dieser hier in Form des Parameters  $S$  einfließen. Abgesehen von einer Unsicherheit der Dynamikfaktoren, die nur schwer zu quantifizieren ist, kann z. B. der Beanspruchungsstreuung durch den entsprechenden Sicherheitsfaktor Rechnung getragen werden. Nach Abschnitt 7.2 liegt die Streuung der Biegebeanspruchung bei etwa 3% des Mittelwerts. Mittels der  $3\sigma$ -Regel der Statistik werden mehr als 99% aller Beanspruchungskollektive abdeckt, wenn der Sicherheitsfaktor 9% Aufschlag berücksichtigt. Da die Abschätzung insgesamt nach sehr groben Maßstäben vollzogen wird, kann hier ein Sicherheitsfaktor von  $S = 1,1$  empfohlen werden.
5. **Synthetisches Kollektiv:** Nach Vorlage der einzelnen Faktoren wird nun das synthetische Kollektiv mittels

$$L(N) = L_{dyn} \cdot (L_{g,0} + (L_{g,1} - L_{g,0}) \cdot A) \cdot S \quad (8.2)$$

berechnet.  $L_{dyn}$  entstammt der Formel 8.1. Die Abschätzung ist relativ grob und so ausgelegt, dass sie im Allgemeinen zu einem konservativen Ansatz führt. Dies bedeutet jedoch nicht, dass die Radsatzwellen der untersuchten Fahrzeuge falsch ausgelegt wären. Wurde eine Messung in einem Betrieb durchgeführt, wird keine Abschätzung mehr benötigt. Hier sind evtl. nur die Erkenntnisse über die Streuungen der Beanspruchungen hinzuzuziehen.



**Abbildung 8.10.:** Abschätzung der Dynamik verschiedener Fahrzeuggruppen

Für den vorliegenden Fall ist bekannt, dass das Nürnberger Fahrzeug trotz achsreitendem Antrieb nur eine mittlere Dynamik aufweist. Solche Erkenntnisse sind jedoch nach momentaner Sachlage nur aus einer Messung zu ziehen. Ansonsten bleibt nur der Fall, die Fahrzeuge nach konservativen Gesichtspunkten in die einzelnen Dynamikkategorien einzusortieren. Für die Bewertung des Konzepts wird daher Nürnberg zu den Fahrzeugen mit hoher Dynamik eingruppiert. Dies führt zwar zu deutlich zu hohen Lastannahmen, spiegelt aber die korrekte Leistungsfähigkeit des Konzepts wider.

Die Ergebnisse der vorgestellten Berechnung mit den Messergebnissen und der Berechnung nach Norm sind in **Abbildung 8.10** aufgelistet. Dargestellt sind die Berechnungsergebnisse nach Norm, die sich auf das voll beladene Fahrzeug beziehen. Es folgt der Messwert des voll beladene Fahrzeugs und der Wert, der sich unter

---

Berücksichtigung der stadtspezifischen Ausnutzung ergibt. Diese wurde für jede Stadt außer Rostock mit Hilfe der Klassierbox ermittelt. Dagegen stehen die Berechnungsergebnisse des vorgestellten Konzeptes. Bei der Konzeptberechnung gilt hier  $S = 1$ , da ansonsten keine Aussage über die Treffsicherheit des Konzeptes möglich wäre.

Unterschieden werden zwei Varianten und zwei verschiedene Auslastungsgrade. In der ersten Variante wird für das Konzept die Geradeauslast  $L_g$  verwendet, wie sie sich aus den Messfahrten ergeben hat. In Blautönen mit dargestellt sind nun die Auslastungsgrade  $A = 20\%$  und  $A = 100\%$ . Letzteres führt natürlich zu sehr viel höheren Amplituden.

Für die zweite Variante, dargestellt in Rottönen, wird die Geradeauslast verwendet, wie sie sich nach Norm ergibt. Allerdings werden die  $F_i$ -Kräfte der Norm nach unten gerichtet angenommen. Dadurch senkt sich z. B. das statische Biegemoment der Münchner Welle von 10,1 kNm auf 8,0 kNm ab. Trotzdem ist diese Annahme für München viel zu konservativ.

Insgesamt werden die Messwerte durch das neue Konzept in den meisten Fällen überboten, was im Sinne einer konservativen Auslegung die Absicht ist. In einigen Fällen wird der Messwert knapp unterschritten. Diese Fälle sollten durch die Verwendung eines Sicherheitsfaktors ausgeglichen werden.



## 9. Ausblick

Das vorgestellte Konzept zeigt in weiten Fällen eine gute Übereinstimmung bzw. eine konservative Abschätzung mit den Messwerten. Die Treffsicherheit hängt in erster Linie von einer guten Abschätzung der dynamischen Last ab. Eine weitergehende Untersuchung, in welchen Bereichen diese Werte bei verschiedenen Fahrzeugen schwanken können, ist auf jeden Fall notwendig, um ein derartiges Konzept anwenden zu können.

Essentiell für die praktische Anwendung ist eine Vorstellung davon, wann welcher Zug in welche der hier vorgestellten drei Kategorien einzuordnen ist. Bei nur fünf gemessenen Zügen ist die Wahrscheinlichkeit hoch, dass ein weiterer Zug existiert, der sich nicht in das präsentierte Schema einreihen wird. Insbesondere wird vom Autor zwar ein signifikanter Einfluss des Feder-Dämpfer Systems zwischen Drehgestell und Wagenkastenebene vermutet, bislang aber nicht anhand von Fakten belegt. Hier wäre ein Ansatz für weitere Forschungsarbeiten gegeben, die das Gesamtsystem eines Fahrzeugs auf die Belastung der Radsatzwelle bezieht.

Bislang geht die Europäische Norm den Weg, nur eine Kategorie von Fahrzeugen anzubieten. Auf der einen Seite wird die Entscheidungsfindung für den bewertenden Ingenieur sehr einfach gemacht, andererseits wird eine Menge Potential nicht genutzt. Dies liegt insbesondere an der Gleichstellung der verschiedenen Schienenfahrzeuge: Fernverkehr, Güterverkehr, S-, U- und Straßenbahnen. Dabei sind die Einsatzbedingungen ebenso unterschiedlich wie die Fahrmanöver und die Trassierungselemente.

Es bleibt zu wünschen, dass weitere Untersuchungen hinsichtlich der

---

Mechanismen, die zu höheren oder niedrigeren Beanspruchungen an Schienenfahrzeugkomponenten führen, im Sinne aller Betreiber und Nutzer von regionalem Schienenfahrzeugverkehr durchgeführt werden. Aus wissenschaftlicher Sicht ist die Untersuchung der Torsion sehr interessant, auch wenn die praktische Relevanz eher hinter der Biegung zurück bleibt. Die konservative Abschätzung der Biegebeanspruchung ist dagegen essentiell wichtig, denn nur so kann ein über mehrere Jahrzehnte dauernder sicherer Einsatz von Schienenfahrzeugen im öffentlichen Nahverkehr sichergestellt werden.

Es wäre begrüßenswert, wenn auch in Zukunft öffentliche Einrichtungen der Forschung und Lehre die tendenziell mittelständischen Nahverkehrsbetriebe bei der Findung von Antworten auf die bislang noch nicht geklärten Fragen unterstützen.

# Literaturverzeichnis

- [Albe37] ALBERT, W.A.J.: *Über Treibseile im Harz*. Archiv für Mineralogie, Geognosie, Bergbau und Hüttenkunde, 10, S. 215–234, 1837.
- [Clor85] CLORMANN, U.H. und T. SEEGER: *Rainflow-HCM, Ein Hysteresis-Schleifen-Zählalgorithmus auf werkstoffmechanischer Grundlage* FF-22, Fachgebiet Werkstoffmechanik, TH Darmstadt, 1985.
- [Davi08] DAVID, P., O. HABEL und A. ESDERTS: *Die Methode der äquivalenten Amplitude als Werkzeug zur Nachweisführung bei Radsatzwellen*. Materials Testing, Vol. 50, 2008.
- [Down82] DOWNING, S.D. and D.F. SOCIE: *Simple Rainflow Counting Algorithms* Int. J. Fatigue (1982), pp. 31-40.
- [Dubb00] DUBBEL, H.: *Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Verlag GmbH, 19. Auflage, 2000.
- [Egel66] EGELKRAUT, K., H. LANGE und V. MUSSNIG: *Untersuchungen am Radsatz*. Eisenbahntechnische Rundschau, 9:346–360, 1966.
- [EN13103] *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Laufradsatzwellen - Konstruktionsverfahren*, CEN, 2000, Europäische Norm EN 13103.
- [EN13104] *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Treibradsatzwellen - Konstruktionsverfahren*, CEN, 2000, Europäische Norm EN 13104.

- 
- [EN13260] *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsätze - Produktanforderungen*, CEN, 2009. Europäische Norm EN 13260:2009.
- [EN13261] *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsatzwellen - Produktanforderungen*, CEN, 2006, Europäische Prüfnorm prEN 13261:2006.
- [Euli97] EULITZ, K.-G., H. DÖCKE, K.L. KOTTE und H. ZENNER: *Lebensdauervorhersage II. Abschlussbericht 227*, FKM Forschungskuratorium Maschinenbau, 1997.
- [Gass39] GASSNER, E.: *Festigkeitsversuche mit wiederholter Beanspruchung im Flugzeugbau*. Deutsche Luftwacht, Ausgabe Luftwissen, 6(2):61–64, 1939.
- [Glin87] GLINKA, G. and J.C.P. KAM: *Rainflow counting algorithm for very long stress histories* Int. J. Fatigue (1987).
- [Gude95] GUDEHUS, H. und H. ZENNER: *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung*. Verlag Stahleisen GmbH, 4. Auflage, 1999.
- [Guth87] GÜTHE, H.-P., J. PETERSEN, J. VOGLER et al.: *Bewertung der Beanspruchungsstreuung aus gemessenen Kollektiven*. Automobiltechnische Zeitschrift, 89, 1987.
- [Häne03a] HÄNEL B., E. HAIBACH, T. SEEGER, G. WIRTHGEN und H. ZENNER: *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. VDMA-Verlag, Frankfurt/Main, 2003, FKM Richtlinie, 5. erweiterte Ausgabe.
- [Häne03b] HÄNEL, B.: *Betriebsfestigkeit und Äquivalentamplitude*, Mat.-wiss. und Werkstofftechnik, 9, 2003.
- [Haib02] HAIBACH, E: *Betriebsfestigkeit*. Springer Verlag, 2. Auflage, 2003.

- [Heul84] HEULER, P. und T. SEEGER: *Zählprogramm für Lastfolgen nach der Rainflow-Methode* Bereich FF-7, Fachgebiet Werkstoffmechanik TH Darmstadt, 1984.
- [Jenn04] JENNE, S.: *Ermittlung und Bewertung von Beanspruchungs- und Belastungskollektiven von Radsatzwellen eines ICE 3 der Deutschen Bahn AG*. Dissertation, TU Clausthal, 2004.
- [Klot36] KLOTH, W. und T. STROPPEL: *Kräfte, Beanspruchungen und Sicherheiten in den Landmaschinen*. VDI-Zeitschrift, 80:85–92, 1936.
- [Kott98] KOTTE, K.L. and H. ZENNER: *Lifetime prediction - comparison between calculation and experiment on a large data base*. In K.-T. Rie and P. D. Portella: *Proc. 4th Int. Conf. on Low Cycle Fatigue and Elasto-Plastic Behaviour of Materials*, pages 721–728. Elsevier, London, 1998.
- [Lang37] LANGER, B.F.: *Fatigue failure from stress cycles of varying amplitude*. Trans. ASME Journal of Applied Mechanics, 59:A160–A162, 1937.
- [Lang82] LANGE, F. und F. PREIFFER: *Statistisches Verfahren zur Auswertung von Betriebsbeanspruchungen auf der Basis der Bewertung geschlossener Hystereseschleifen („Rain-Flow“)*. IfL-Mitt. 21, Heft 1, Seite 1ff, 1982.
- [Mine45] MINER, M.A.: *Cumulative damage in fatigue*. Trans. ASME Journal of Applied Mechanics, 12:A159–A164, 1945.
- [ORE136] Forschungs- und Versuchsammt des Internationalen Eisenbahnverbandes: *Radsätze mit aufgesattelten Achslagern: Konstruktion, Unterhaltung, Standardisierung*, ORE B 136/RP 11/D, 1979.
- [Otte04] OTTEN, T.: *BMBF-Vorhaben: Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken - Messungen an*

---

*Radsätzen im Nahverkehr. In Kolloquium Bemessung von Eisenbahnfahrwerken, November 2004.*

- [Otte05] OTTEN, T., P. DAVID und A. ESDERTS: *Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken. Band III - Beanspruchungen im Nahverkehr*, Abschlussbericht, TU Clausthal, 2005.
- [Otte08] OTTEN, T.: *Erstellung und Bewertung von Beanspruchungskollektiven für Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen im U-, S-, und Straßenbahnverkehr*. Dissertation, TU Clausthal, 2008.
- [Palm24] PALMGREN, A.: *Die Lebensdauer von Kugellagern*. VDI-Zeitschrift, 68:339–341, 1924.
- [Perr87] PERRET, B.H.E.: *An Evaluation of a Method of Reconstituting Fatigue Loading from Rainflow Counting New Materials and Fatigue Resistant Aircraft Design*, Proc. of the 14th ICAF Symposium, Warley, 1987.
- [Ross64] ROSSOW, E.: *Einfache Rechenschiebernäherung an die normal scores entsprechenden Prozentpunkte*. Zeitschrift für wissenschaftliche Fertigung, 1964, C. Hanser Verlag, München.
- [Schw09] SCHWERDT, D. und B. PYTTEL: *Ermüdungsfestigkeit von Konstruktionswerkstoffen bei sehr hohen Schwingungszahlen (im vhc- und uhc-bereich)*. Abschlussbericht, TU Darmstadt, 2009.
- [Trau04] TRAUPE, M., M. MEINEN und H. ZENNER: *Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken*. Abschlussbericht, TU Clausthal, 2004.
- [Trau05] TRAUPE, M.: *Über die rechnerische Bemessung von Radsatzwellen*. Dissertation, TU Clausthal, 2005.

- [Wess02] WESSLING, U. und M. KIENINGER: *Numerische Auslegung von Fahrwerkskomponenten mit der Software LBF.SuspensionStrength* Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit, Jahresbericht 2002.
- [West88] ZENNER, H. und A. WESTERMANN-FRIEDRICH: *Zählverfahren zur Bildung von Kollektiven aus Zeitfunktionen - Vergleich der verschiedenen Verfahren und Beispiele*. Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt, 1988. FVA-Merkblatt 0/14.
- [Wöhl58] WÖHLER, A.: *Bericht über die Versuche, welche auf der königl. Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn mit Apparaten zum Messen der Biegung und Verdrehung von Eisenbahnwagenachsen während der Fahrt angestellt wurden*. Zeitschrift für Bauwesen, 8:641–652, 1858.





## **A. Fahrzeugdaten**

		HH <sup>a</sup>	M	N	KA TRS	KA LRS	HRO
Radaufstandsgewicht	m1	9314	9600	8809	9437	10892	7502
Schwerpunkthöhe über SOK	h	1115	1600	1500	1070	1440	1600
Lagermittenabstand	s	750	709	709	750	750	740
Laufkreismittlenabstand	b	925	901	901	900	900	588
Raddurchmesser	R	435	450	450	370	370	295

**Tabelle A.1.:** Technische Daten der Radsatzwellen

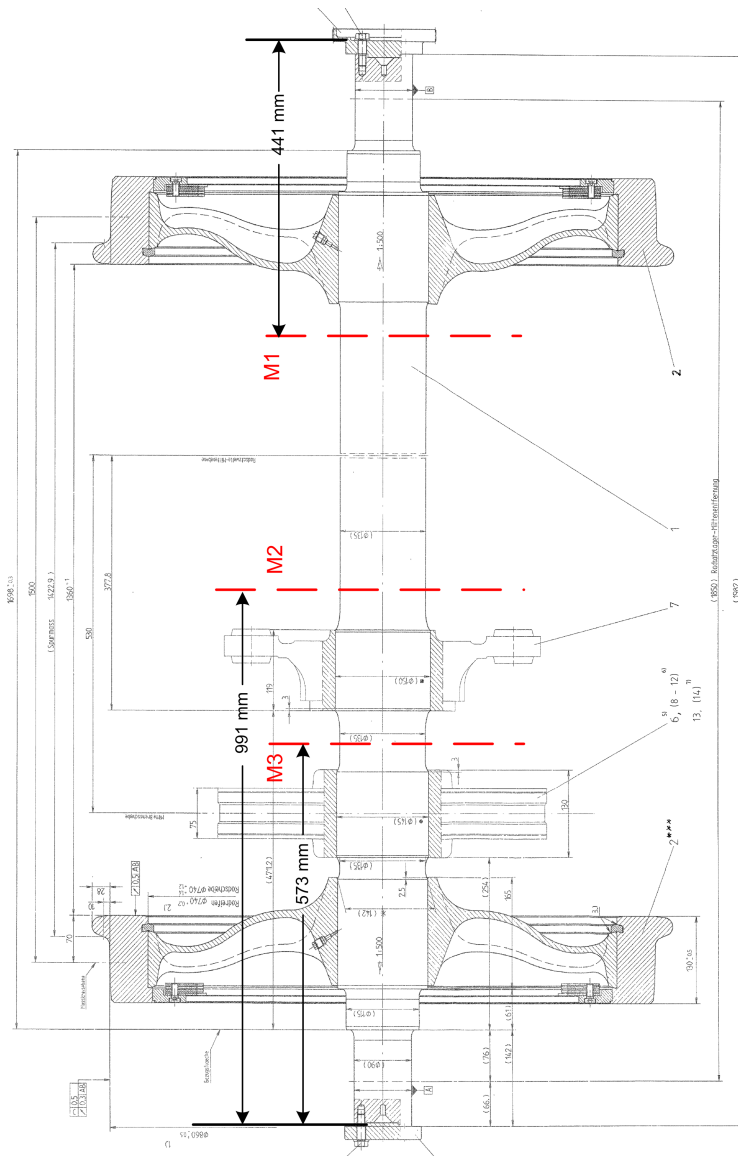
<sup>a</sup>Treibradsatz (TRS) und Laufradsatz (LRS) sind hier identisch

Bezeichnung	Messebene	Beanspruchung	Umfangswinkel	DMS-Länge	Messsystem
M01TRS	1	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M02TRS	1	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M03TRS	2	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M04TRS	2	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M05TRS	3	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M06TRS	3	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
K01TRS	3	Biegung	20°	6 mm	Klassierbox
K02TRS	3	Biegung	110°	6 mm	Klassierbox
M07TRS	1	Torsion	315°	6 mm	Telemetrie
M08TRS	3	Torsion	315°	6 mm	Telemetrie

**Tabelle A.2.:** Messstellen an der Hamburger Treibradsatzwelle

Bezeichnung	Messebene	Beanspruchung	Umfangswinkel	DMS-Länge	Messsystem
M13LRS	1	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M14LRS	1	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M15LRS	1	Torsion	45°	6 mm	Telemetrie
M16LRS	2	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M17LRS	2	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie

**Tabelle A.3.:** Messstellen an der Hamburger Laufradsatzwelle



**Abbildung A.1.:** Messebenen an der Hamburger Radsatzwelle (Treib- und Laufradsatz sind geometrisch gleich)

Bezeichnung	Messebene	Beanspruchung	Umfangswinkel	DMS-Länge	Messsystem
M11	1	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M12	1	Biegung	0°	6 mm	Klassierbox
M13	1	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M14	1	Biegung	90°	6 mm	Klassierbox
M15	1	Torsion	90°	6 mm	Klassierbox
M16	1	Torsion	0°	6 mm	Telemetrie
M21	2	Biegung	0°	3 mm	Telemetrie
M22	2	Biegung	180°	3 mm	Telemetrie
M31	3	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M32	3	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M33	3	Biegung	0°	6 mm	Klassierbox
M41	4	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie

**Tabelle A.4.:** Messstellen an der Münchner Radsatzwelle



---

---

Bezeichnung	Mesebene	Beanspruchung	Umfangswinkel	DMS-Länge	Messsystem
M11	1	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M12	1	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M13	1	Torsion	45°	6 mm	Telemetrie
M21	2	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M22	2	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M23	2	Torsion	45°	6 mm	Telemetrie
MK1	1	Biegung	0°	6 mm	Klassierbox
MK2	1	Torsion	135°	6 mm	Klassierbox

**Tabelle A.5.:** Messstellen an der Nürnberger Radsatzwelle

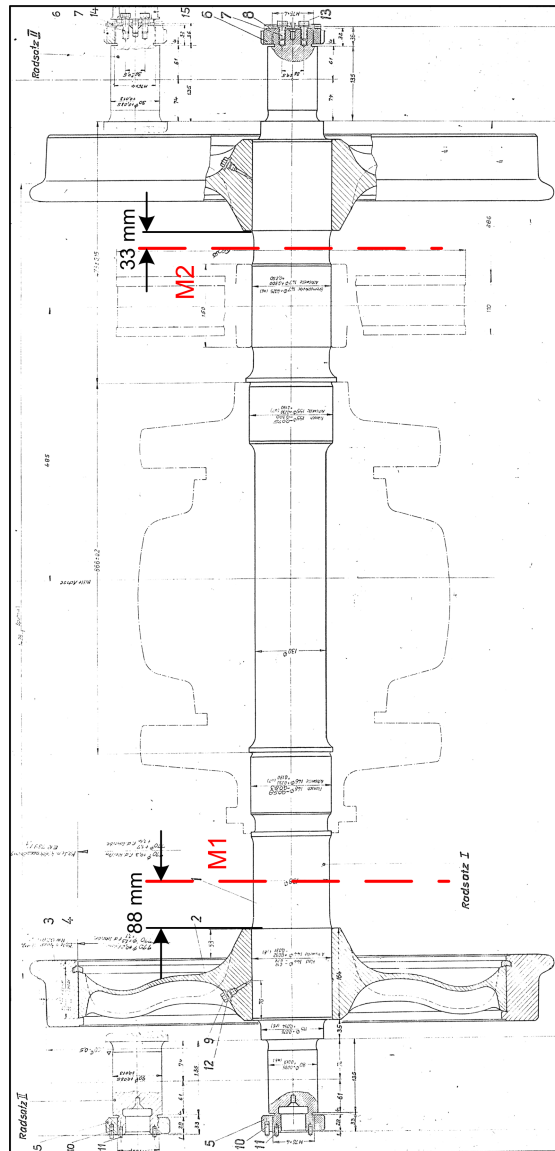


Abbildung A.3.: Messebenen an der Nürnberger Radsatzwelle



---

---

Bezeichnung	Messebene	Beanspruchung	Umfangswinkel	DMS-Länge	Messsystem
M11	1	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M12	1	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M13	1	Biegung	45°	6 mm	Klassierbox
M15	1	Torsion	0°	6 mm	Klassierbox
M21	2	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M25	2	Torsion	0°	6 mm	Telemetrie
M32	3	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M41	4	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M45	4	Torsion	90°	6 mm	Telemetrie

**Tabelle A.6.:** Messstellen an der Rostocker Radsatzwelle



Bezeichnung	Messebene	Beanspruchung	Umfangswinkel	DMS-Länge	Messsystem
M01TRS	1	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M02TRS	1	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M03TRS	2	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M04TRS	2	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M05TRS	3	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M06TRS	3	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M07TRS	1	Torsion	315°	6 mm	Telemetrie
M08TRS	3	Torsion	315°	6 mm	Telemetrie

**Tabelle A.7.:** Messstellen an der Karlsruher Treibradsatzwelle

Bezeichnung	Messebene	Beanspruchung	Umfangswinkel	DMS-Länge	Messsystem
M13LRS	1	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M14LRS	1	Biegung	90°	6 mm	Telemetrie
M15LRS	1	Torsion	315°	6 mm	Telemetrie
M16LRS	2	Biegung	0°	6 mm	Telemetrie
M17LRS	3	Torsion	315°	6 mm	Telemetrie

**Tabelle A.8.:** Messstellen an der Karlsruher Laufradsatzwelle







## B. Wahrscheinlichkeiten für normalverteilte Messpunkte

In Abschnitt 5.6 wird auf die Herkunft der Näherungsformel nach Rossow eingegangen. Sie weist ihrer Größe nach geordneten Merkmalsdaten eine Wahrscheinlichkeit zu nach der Formel

$$P_{\hat{U}} = \frac{3i - 1}{3n + 1} \quad (\text{B.1})$$

Zum Vergleich soll hier die Ermittlung der exakten Werte präsentiert werden, da diese in der Originalveröffentlichung von Rossow nicht enthalten ist.

Wir definieren die Zufallsvariable  $Y$  als

$$Y = \min(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{B.2})$$

wobei die Merkmalswerte  $x_1$  bis  $x_n$  einer normalverteilten Grundgesamtheit entstammen. Die Wahrscheinlichkeit, dass  $Y$  einen Wert kleiner oder gleich eines gegebenen Wertes  $t$  annimmt, ist wie folgt definiert:

$$P(Y \leq t) = 1 - P(Y > t) \quad (\text{B.3})$$

$$= 1 - P(\min(x_1, x_2, \dots, x_n) > t) \quad (\text{B.4})$$

$$= 1 - P(x_1 > t, x_2 > t, \dots, x_n > t) \quad (\text{B.5})$$

$$= 1 - P(x_1 > t) \cdot P(x_2 > t) \cdot \dots \cdot P(x_n > t) \quad (\text{B.6})$$

Die letzte Umformung gilt dabei, weil die Werte  $x_1$  bis  $x_n$  als unabhängig und identisch verteilt angenommen werden. Die Wahr-

scheinlichkeit dafür, dass ein Merkmalswert  $x_i$  kleiner oder gleich einem gegebenen Wert  $t$  ist, wird durch das Integral über die Dichte der Verteilung von  $-\infty$  bis  $t$  angegeben. Das Integral wird Verteilungsfunktion genannt und bei der Normalverteilung mit  $\Phi$  beschrieben. Es gilt also:

$$P(x_i \leq t) = \Phi(t) \quad (\text{B.7})$$

und

$$P(x_i > t) = 1 - \Phi(t) \quad (\text{B.8})$$

Eingesetzt in Formel B.6 ergibt sich dann

$$P(Y \leq t) = 1 - (1 - \Phi(t)) \cdot (1 - \Phi(t)) \cdot \dots \cdot (1 - \Phi(t)) \quad (\text{B.9})$$

$$= 1 - (1 - \Phi(t))^n \quad (\text{B.10})$$

$$= F(t) \quad (\text{B.11})$$

Gesucht wird der Erwartungswert von  $F(t)$ .

$$EY = \int_0^\infty (1 - F(x))dx - \int_{-\infty}^0 F(x)dx \quad (\text{B.12})$$

$$= \int_0^\infty (1 - 1 - (1 - \Phi(t)))^n dt - \int_{-\infty}^0 1 - (1 - \Phi(t))^n dt \quad (\text{B.13})$$

Diese Berechnung ist nur mit numerischen Methoden möglich. Die analytisch nicht anzugebende Verteilungsfunktion  $\Phi(t)$  der Normalverteilung ist in MATLAB (wie auch in jedem anderen numerischen Berechnungstool) hinterlegt.



---

# Lebenslauf

## PERSÖNLICHE DATEN

Name	Patrick David
Geburtsort, -tag	Herzberg, 18. Oktober 1976
Familienstand	ledig
Eltern	Monika Wenzel, geb. Meyer Wolfgang David

## SCHULBILDUNG

1983 - 1986	Grundschule Bad Lauterberg
1986 - 1988	Orientierungsstufe Bad Lauterberg
1993 - 1996	Ernst-Moritz-Arndt Gymnasium Herzberg

## ZIVILDIENST

1996 - 1997	Lebenshilfe e.V., Herzberg
-------------	----------------------------

## STUDIUM

1997 - 2003	Informatik-Studium, TU Clausthal
2003	Abschluss: Diplom Informatiker

## BERUFSTÄTIGKEIT

2003 - 2008	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit an der TU Clausthal
seit 2008	Ingenieur für Bauteilfestigkeit im Aggregatbereich, AUDI AG Ingolstadt